

Rec'd PCT/PTO 04 FEB 2005

(12)特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局



(43) 国際公開日
2004年2月12日 (12.02.2004)

PCT

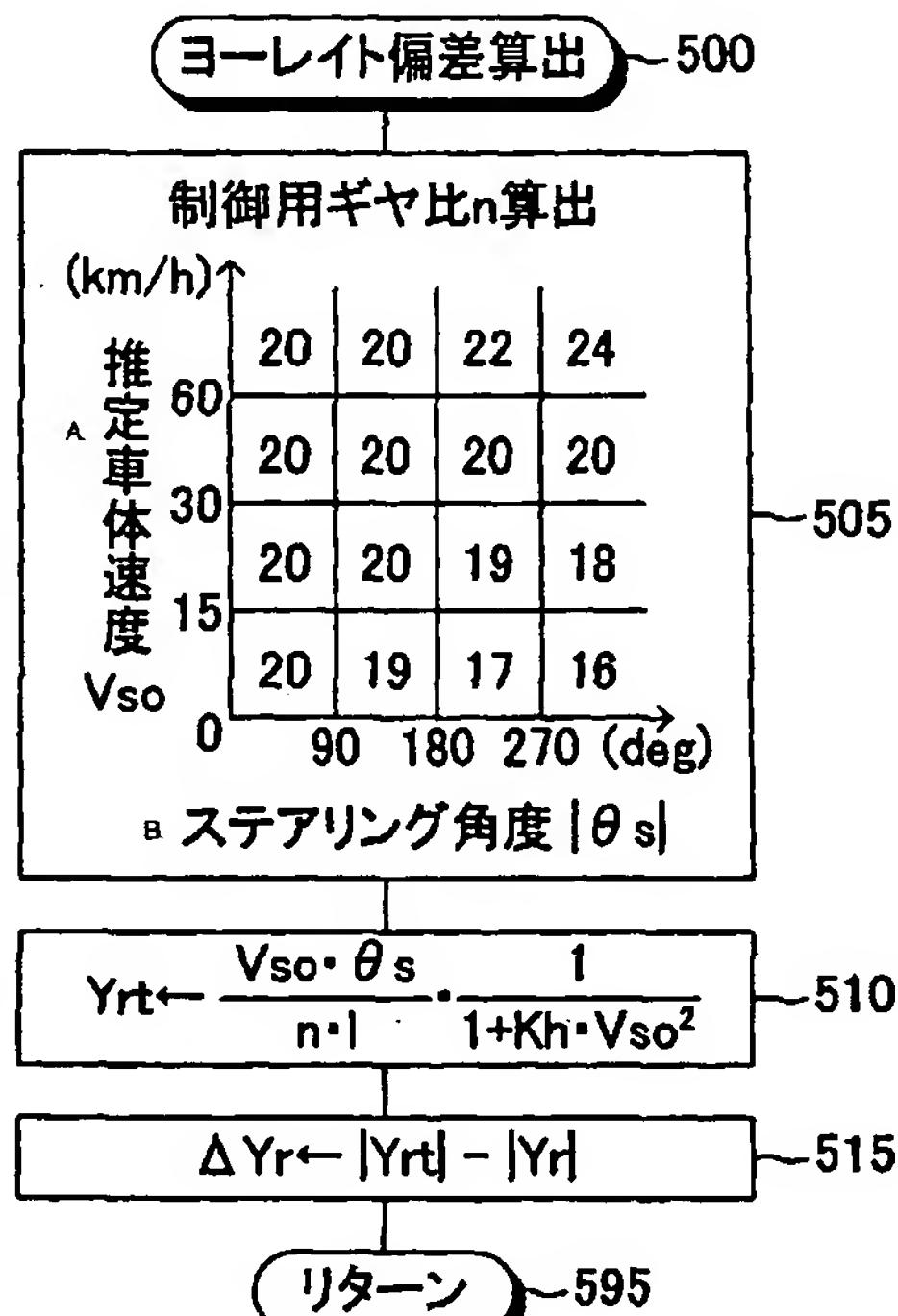
(10) 国際公開番号
WO 2004/012971 A1

(51) 国際特許分類7: B60T 8/58, B60R 16/02
(21) 国際出願番号: PCT/JP2003/009513
(22) 国際出願日: 2003年7月28日 (28.07.2003)
(25) 国際出願の言語: 日本語
(26) 国際公開の言語: 日本語
(30) 優先権データ:
特願2002-228367 2002年8月6日 (06.08.2002) JP
特願2002-228373 2002年8月6日 (06.08.2002) JP
(71) 出願人(米国を除く全ての指定国について): 株式会社アドヴィックス (ADVICS CO., LTD.) [JP/JP]; 〒448-8650 愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 Aichi (JP). ダイハツ工業株式会社 (DAIHATSU MOTOR CO., LTD.) [JP/JP]; 〒563-8651 大阪府池田市ダイハツ町1番1号 Osaka (JP).
(72) 発明者; および
(75) 発明者/出願人(米国についてのみ): 加藤 平久 (KATO,Toshihisa) [JP/JP]; 〒448-8650 愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 株式会社アドヴィックス内 Aichi (JP). 長屋 淳也 (NAGAYA,Junya) [JP/JP]; 〒448-8650 愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 株式会社アドヴィックス内 Aichi (JP). 薬師神 宙夫 (YAKUSHIJIN,Tokio) [JP/JP]; 〒563-8651 大阪府池田市ダイハツ町1番1号 ダイハツ工業株式会社内 Osaka (JP).
(74) 代理人: 大庭 咲夫, 外(OBA,Sakio et al.); 〒453-0801 愛知県名古屋市中村区太閤3丁目1番18号 名古屋KSビル2階 プロスペック特許事務所 Aichi (JP).
(81) 指定国(国内): US.

〔締葉有〕

(54) Title: MOTION CONTROL DEVICE OF VEHICLE

(54) 発明の名称: 車両の運動制御装置



(57) Abstract: A motion control device (10) of a vehicle, wherein when the absolute value of a steering angle (θ_s) is equal to or more than a specified angle, if an estimated body speed (V_{so}) is equal to or more than a specified value, a gear ratio (n) for control is set to a value exceeding an actual gear ratio "20" so as to be more increased according to the estimated body speed (V_{so}) as the absolute value of the steering angle (θ_s) is more increased and if the estimated body speed (V_{so}) is less than the specified value, the gear ratio (n) for control is set to a value equal to or less than the actual gear ratio "20" so as to be more decreased according to the estimated body speed (V_{so}) as the absolute value of the steering angle (θ_s) is more increased, and a target yaw rate (Y_{rt}) is calculated based on an expression described in step (510) using the gear ratio (n) for control and braking forces on wheels are controlled so that an actual yaw rate (Y_r) becomes the target yaw rate (Y_{rt}).

(57) 要約: この車両の運動制御装置10は、ステアリング角度θ_sの絶対値が所定角度以上の場合、推定車体速度V_{so}が所定値以上のときには制御用ギヤ比nを実際のギヤ比「20」以上の値であってステアリング角度θ_sの絶対値が大きくなるほど推定車体速度V_{so}に応じて大きくなるように設定し、推定車体速度V_{so}が前記所定値未満のときには同制御用ギヤ比nを実際のギヤ比「20」以下の値であってステアリング角度θ_sの絶対値が大きくなるほど推定車体速度V_{so}に応じて小さくなるように設定する。そして、この制御用ギヤ比nを使用したステップ510に記載の式に基いて目標ヨーレイトY_{rt}を算出し、実際のヨーレイトY_rが同目標ヨーレイトY_{rt}になるように各車輪のブレーキ力を制御する。

500...CALCULATION OF YAW RATE DEVIATION
505...CALCULATION OF GEAR RATIO (n) FOR CONTROL
595...RETURN
A...ESTIMATED BODY SPEED (V_{so})
B...STEERING ANGLE |θ_s|

WO 2004/012971 A1



(84) 指定国(広域): ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, — 補正書
CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC,
NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR).

添付公開書類:
— 国際調査報告書

2文字コード及び他の略語については、定期発行される
各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語
のガイダンスノート」を参照。

明細書

車両の運動制御装置

技術分野

本発明は、車両の前輪及び後輪の各車輪に付与される制動力を制御することにより同車両の運動を制御する車両の運動制御装置に関する。

背景技術

従来より、車両の旋回トレース性能を向上させることが要求されている。このため、例えば、特開平9-2235号公報に開示された車両の制動力制御装置は、操舵輪を転舵するステアリングの回転速度が所定値よりも大きいときに車両の後輪に制動力を付与するようになっている。これによれば、例えば、ドライバーが車両を急旋回させようとしてステアリングを前記所定値よりも大きい回転速度で回転させたとき、車両の後輪のコーナリングフォースが減少する。従って、車両の旋回方向のヨーレイトが増大し、車両の旋回トレース性能が向上する。

しかしながら、車両の旋回トレース性能を向上させるほど車体に過大なロール角が発生し易くなる傾向がある。この傾向は、車両が比較的高速で旋回走行する場合、又はドライバーが急なステアリング操作を行った場合に特に顕著に現れる。従って、上記開示された装置においては、車体に過大なロール角が発生して車両の旋回状態が不安定になる場合があるという問題があった。

発明の開示

本発明の目的は、車体に過大なロール角が発生することを防止して車両の安定性を確保することが可能な車両の運動制御装置を提供することにある。

本発明の特徴は、車両の運動制御装置が、車両の車体速度を取得する車体速度取得手段と、前記車両の操舵輪の転舵角を変更するステアリングの操作量を取得するステアリング操作量取得手段と、前記車両の旋回の程度を示す横加速度関連

量の実際量を実横加速度関連量として取得する実横加速度関連量取得手段と、少なくとも前記車体速度及び前記ステアリング操作量に基づいて予め定められた所定の規則に従って決定される前記横加速度関連量の基準量である基準横加速度関連量に対し、車体に過大なロール角が発生しないように偏移させた量を目標横加速度関連量として算出する目標横加速度関連量算出手段と、前記実横加速度関連量が前記目標横加速度関連量に近づくように前記車両の前輪及び後輪の各車輪に付与される制動力を制御する制動力制御手段とを備えたことにある。

より具体的には、前記目標横加速度関連量算出手段は、前記基準横加速度関連量に対し、前記車体速度に応じて偏移した量を前記目標横加速度関連量として算出するように構成されることが好適である。

ここにおいて、「横加速度関連量」は、車両の旋回の程度を示す量であって、例えば、車両に働く横加速度（車両に働く加速度の車体左右方向の成分）、又はヨーレイトである。

これによれば、例えば、基準横加速度関連量は、車両の運動モデルから導かれる理論式による予め定められた所定の規則に従って、車体速度取得手段により取得された車体速度、ステアリング操作量取得手段により取得されたステアリング操作量（例えば、基準位置から（回転）操作されることにより車両の操舵輪の転舵角を同車両が直進する基準角度から変更するステアリングの同基準位置からの操作量（回転角度））、及び車両の所定の実際の諸元値（例えば、ギヤ比、スタビリティファクタ）を使用することにより決定される。

目標横加速度関連量算出手段は、この基準横加速度関連量に対して車体速度取得手段により取得された車体速度に応じて偏移した量を目標横加速度関連量として算出する。従って、例えば、車体速度が高い場合には目標横加速度関連量（の絶対値）が上記基準横加速度関連量（の絶対値）以下となるように同車体速度に応じて目標横加速度関連量が算出され得、車体速度が低い場合には目標横加速度関連量（の絶対値）が上記基準横加速度関連量（の絶対値）以上となるように同車体速度に応じて同目標横加速度関連量が算出され得る。

そして、制動力制御手段は、実横加速度関連量取得手段により取得された実横加速度関連量が上記のように算出され得る目標横加速度関連量に近づくように車

両の前輪及び後輪の各車輪に付与される制動力を制御する。従って、車両が旋回中であるとき、又は旋回を開始したとき、車体速度が高い場合には上記基準横加速度関連量よりも小さい横加速度関連量が車両に発生するように各車輪の制動力が制御され得るので、同基準横加速度関連量が車両に発生するように各車輪の制動力が制御される場合に比して車体に過大なロール角が発生することが防止されて車両の安定性が確保され得る。一方、車体速度が低い場合には上記基準横加速度関連量よりも大きい横加速度関連量が車両に発生するように各車輪の制動力が制御され得るので、同基準横加速度関連量が車両に発生するように各車輪の制動力が制御される場合に比して車両の旋回トレース性能が向上され得る。なお、車体速度が低い場合には車体に過大なロール角が発生し難いから、車両の旋回トレース性能の向上を優先しても車両が不安定になることはない。

より具体的には、前記目標横加速度関連量算出手段は、前記車体速度が所定値以上であるとき、前記目標横加速度関連量の絶対値が前記基準横加速度関連量の絶対値以下となるように同車体速度に応じて前記目標横加速度関連量を算出するとともに、前記車体速度が前記所定値未満であるとき、前記目標横加速度関連量の絶対値が前記基準横加速度関連量の絶対値以上となるように同車体速度に応じて前記目標横加速度関連量を算出するように構成されることが好適である。これによれば、上記と同様、簡易な構成で低速走行時における車両の旋回トレース性能の向上と高速走行時における過大なロール角の発生防止とが共に達成され得る。

この場合、前記目標横加速度関連量算出手段が前記基準横加速度関連量に対して前記目標横加速度関連量が偏移する量を前記ステアリング操作量に応じて変更するように構成されることが好適である。一般に、低速走行時において車両の旋回トレース性能が低下する程度はステアリング操作量（車両の操舵輪の転舵角が同車両が直進する基準角度になるときに対応するステアリングの基準位置からの同ステアリングの操作量（回転角度））が大きいときに大きくなる。また、高速走行時において過大なロール角が発生する程度もステアリング操作量が大きいときに大きくなる。

従って、上記のように、車体速度のみならずステアリング操作量に応じても基

準横加速度関連量からの目標横加速度関連量の偏移量を変更するように構成すれば、例えば、ステアリング操作量が大きくなるほど前記偏移量（の絶対値）を大きく設定することができ、この結果、低速走行時において車両の旋回トレース性能が低下する程度及び高速走行時において過大なロール角が発生する程度に応じて同車両の旋回トレース性能を向上させる程度及び同過大なロール角の発生を防止する程度が過不足なく設定され、車両の運動状態（旋回状態）がより理想に近い状態とされ得る。

さらに、上記した車両の運動制御装置においては、前記所定の規則は、前記車両の旋回特性に影響を与える同車両の実際の諸元値に基いて前記基準横加速度関連量を決定するように構成されており、前記目標横加速度関連量算出手段は、前記実際の諸元値の代わりに前記車体速度又は同車体速度及び前記ステアリング操作量に応じて同実際の諸元値から偏移する制御用諸元値に基いて前記所定の規則に従って決定される前記基準横加速度関連量を前記目標横加速度関連量として算出するように構成されることが好適である。ここにおいて、「車両の実際の諸元値」は、例えば、ギヤ比、スタビリティファクタであって、これらに限定されない。

上記した車両の運動制御装置においては、同装置を使用する前の同装置の設計・開発の段階にて、車体速度又は同車体速度及びステアリング操作量に応じて設定すべき基準横加速度関連量からの目標横加速度関連量の偏移量を予め決定しておく必要がある。この場合、上記のように、実際の諸元値の代わりに車体速度又は同車体速度及びステアリング操作量に応じて同実際の諸元値から偏移する制御用諸元値に基いて所定の規則に従って決定される基準横加速度関連量を目標横加速度関連量として算出することにより上記偏移量を決定するように構成すれば、前記装置の設計・開発の段階にて制御用諸元値を車体速度又は同車体速度及びステアリング操作量に応じて予め決定するのみで上記偏移量を決定することができる。

ここで、ある特定の車両の諸元値（例えば、ギヤ比）を変化させたときの車両の運動特性（旋回特性）の変化の程度を予め予想・推定することは比較的容易である。従って、上記構成によれば、各種車両実験・車両シミュレーション等を通

じて制御用諸元値をチューニング・決定するために必要となる時間を比較的短縮することができ、上記車両の運動制御装置の設計・開発段階における作業工数を低減することができる。

また、前記目標横加速度関連量算出手段は、前記目標横加速度関連量の絶対値が、前記基準横加速度関連量の絶対値以下となるように同目標横加速度関連量を算出するよう構成されることが好適である。

これによれば、例えば、ドライバーが急なステアリング操作を行った場合等、車両が急旋回を開始して実横加速度関連量が増大する傾向にあるとき、車両に対して実横加速度関連量の大きさが低減する方向にヨーイングモーメントを発生させることにより実横加速度関連量が上記基準横加速度関連量よりも小さい量まで直ちに低減され得るので、車体に過大なロール角が発生することにより車両の旋回状態が不安定になることが防止され得る。

この場合、前記目標横加速度関連量算出手段が前記基準横加速度関連量に対して前記目標横加速度関連量が偏移する量を同基準横加速度関連量の絶対値に応じて変更するよう構成されることが好適である。車体に発生するロール角の大きさは、車両に働く実横加速度の増加に応じて大きくなる。従って、車両の運動モデルから導かれる理論式等による所定の規則に従って決定される基準横加速度関連量の絶対値が大きくなるほど車体に過大なロール角が発生しやすくなる。

従って、上記のように、基準横加速度関連量に対して目標横加速度関連量が（小さくなる方向に）偏移する量を基準横加速度関連量の絶対値に応じて変更するよう構成すれば、例えば、基準横加速度関連量の絶対値が大きくなるほど前記偏移する量を大きく設定することができ、この結果、車体に過大なロール角が発生しやすくなる程度に応じて車体に過大なロール角が発生することを防止する程度が過不足なく設定され、車両の運動状態（旋回状態）がより理想に近い状態とされ得る。

また、上記車両の運動制御装置において、前記目標横加速度関連量算出手段は、前記目標横加速度関連量の絶対値が前記車両に発生するロール角の大きさに影響を与える同車両の実際の諸元値に応じて設定される目標横加速度関連量制限値を超えないように同目標横加速度関連量を算出するよう構成されることが好適

である。ここにおいて、「目標横加速度関連量制限値」は、所定の幅を有する値であってもよい。また、「車両に発生するロール角の大きさに影響を与える同車両の実際の諸元値」は、例えば、左右輪の各タイヤ踏面の路面との接触面の中心間の車体左右方向の距離であるホイールトレッドに対する車両の重心と路面との鉛直方向の距離である重心高さの割合であり、これに限定されない。

これによれば、目標横加速度関連量制限値が、上記車両の実際の諸元値を考慮したとき車体に過大なロール角が発生し得ないような横加速度関連量の範囲内の値になるように設定され得るので、目標横加速度関連量の絶対値もかかる範囲内の値に設定され得る。従って、車体に過大なロール角が発生することがより確実に防止され得る。

また、上記車両の運動制御装置が、前記車両が走行している路面と同車両のタイヤとの間の摩擦係数である路面摩擦係数を取得する路面摩擦係数取得手段と、前記路面摩擦係数に応じて目標横加速度関連量制限値を設定するとともに前記目標横加速度関連量の絶対値が同目標横加速度関連量制限値より大きいとき同目標横加速度関連量の絶対値が同目標横加速度関連量制限値になるように同目標横加速度関連量を制限する目標横加速度関連量制限手段とを備えるように構成されることが好適である。ここにおいて、「目標横加速度関連量制限値」は、所定の幅を有する値であってもよい。

一般に、車両に発生し得る横加速度（関連量）の最大値は、車両が走行している路面の路面摩擦係数の値に依存し路面摩擦係数の値が小さくなるほど小さくなる。従って、路面摩擦係数の値を考慮せずに目標横加速度関連量算出手段が目標横加速度関連量を算出すると、路面摩擦係数が小さい路面を旋回走行する場合等、車両の運転状態によっては目標横加速度関連量の大きさが路面摩擦係数の値に依存するその時点で車両に発生し得る横加速度関連量の範囲を超える場合がある。

このような場合、例えば、実横加速度関連量を目標横加速度関連量に近づけるために目標横加速度関連量と実横加速度関連量との偏差に応じた制動力を車両の各車輪に付与しようとすると、同偏差が過度に大きいとき各車輪に過度の制動力が働いて各車輪がロックすること等により車両の旋回状態が不安定になることが

ある。

これに対し、上記のように、目標横加速度関連量の絶対値が路面摩擦係数に応じて設定される目標横加速度関連量制限値より大きいとき目標横加速度関連量の絶対値が目標横加速度関連量制限値になるように目標横加速度関連量を制限するように構成すれば、目標横加速度関連量の絶対値が路面摩擦係数の値に依存するその時点で車両に発生し得る横加速度関連量の範囲内の値に制限され得るので、路面摩擦係数が小さい路面を車両が旋回走行する際に目標横加速度関連量と実横加速度関連量との偏差が過度に大きくなることがなく、その結果、各車輪に過度の制動力が発生して車両の旋回状態が不安定になることが防止され得る。

図面の簡単な説明

図1は、本発明の第1実施形態に係る車両の運動制御装置を搭載した車両の概略構成図である。

図2は、図1に示したブレーキ液圧制御装置の概略構成図である。

図3は、図1に示したCPUが目標ヨーレイトを計算する際に使用する制御用ギヤ比とステアリング角度及び推定車体速度との関係の一例を示した図である。

図4は、図1に示したCPUが実行する車輪速度等を算出するためのルーチンを示したフローチャートである。

図5は、図1に示したCPUが実行するヨーレイト偏差を算出するためのルーチンを示したフローチャートである。

図6は、図1に示したCPUが目標スリップ率を算出するためのルーチンを示したフローチャートである。

図7は、図1に示したCPUが制御モードを設定するためのルーチンを示したフローチャートである。

図8は、図1に示したCPUが各車輪に付与するブレーキ力を制御するためのルーチンを示したフローチャートである。

図9は、本発明の第2実施形態に係る車両の運動制御装置のCPUが目標横加速度を計算する際に使用する目標横加速度の絶対値と基準横加速度の絶対値との関係を示したテーブルである。

図10は、本発明の第2実施形態に係る車両の運動制御装置のCPUが目標横加速度を計算する際に使用する路面摩擦係数に基く目標横加速度制限値と路面摩擦係数との関係を示したテーブルである。

図11は、左右後輪の各タイヤ踏面の路面との接触面の中心間の車体左右方向の距離であるホイールトレッドと、車両の重心と路面との鉛直方向の距離である重心高さとを示した図である。

図12は、本発明の第2実施形態に係る車両の運動制御装置のCPUが算出する目標横加速度の絶対値の上限値である「重心高さ-トレッド比」に基く目標横加速度制限値と「重心高さ-トレッド比」との関係を示したテーブルである。

図13は、本発明の第2実施形態に係る車両の運動制御装置のCPUが実行する車輪速度等を算出するためのルーチンを示したフローチャートである。

図14は、本発明の第2実施形態に係る車両の運動制御装置のCPUが実行する横加速度偏差を算出するためのルーチンを示したフローチャートである。

図15は、本発明の第2実施形態に係る車両の運動制御装置のCPUが目標スリップ率を算出するためのルーチンを示したフローチャートである。

発明を実施するための最良の形態

以下、本発明による車両の運動制御装置の各実施形態について図面を参照しつつ説明する。

(第1実施形態)

図1は、本発明の第1実施形態に係る車両の運動制御装置10を搭載した車両の概略構成を示している。この車両は、操舵輪であり且つ非駆動輪である前2輪（左前輪FL及び右前輪FR）と、駆動輪である後2輪（左後輪RL及び右後輪RR）を備えた後輪駆動方式の4輪車両である。

この車両の運動制御装置10は、操舵輪FL, FRを転舵するための前輪転舵機構部20と、駆動力を発生するとともに同駆動力を駆動輪RL, RRに伝達する駆動力伝達機構部30と、各車輪にブレーキ液圧によるブレーキ力を発生させるためのブレーキ液圧制御装置40と、各種センサから構成されるセンサ部50と、電気式制御装置60とを含んで構成されている。

前輪転舵機構部 20 は、ステアリング 21 と、同ステアリング 21 と一体的に回動可能なコラム 22 と、同コラム 22 に連結された転舵アクチュエータ 23 と、同転舵アクチュエータ 23 により車体左右方向に移動させられるタイロッドを含むとともに同タイロッドの移動により操舵輪 FL, FR を転舵可能なリンクを含んだリンク機構部 24 とから構成されている。これにより、ステアリング 21 が中立位置（基準位置）から回転することで操舵輪 FL, FR の転舵角が車両が直進する基準角度から変更されるようになっている。また、この前輪転舵機構部 20 における実際の諸元値としてのギヤ比は一定値である「20」に設定されている。

転舵アクチュエータ 23 は、所謂公知の油圧式パワーステアリング装置を含んで構成されており、ステアリング 21、即ちコラム 22 の回転トルクに応じてタイロッドを移動させる助成力を発生し、同ステアリング 21 の中立位置からのステアリング角度 θ_s に比例して同助成力によりタイロッドを中立位置から車体左右方向へ変位させるものである。なお、かかる転舵アクチュエータ 23 の構成及び作動は周知であるので、ここでは、その詳細な説明を省略する。

駆動力伝達機構部 30 は、駆動力を発生するエンジン 31 と、同エンジン 31 の吸気管 31a 内に配置されるとともに吸気通路の開口断面積を可変とするスロットル弁 TH の開度を制御するDCモータからなるスロットル弁アクチュエータ 32 と、エンジン 31 の図示しない吸気ポート近傍に燃料を噴射するインジェクタを含む燃料噴射装置 33 と、エンジン 31 の出力軸に接続されたトランスミッション 34 と、同トランスミッション 34 から伝達される駆動力を適宜分配して後輪 RR, RL に伝達するディファレンシャルギヤ 35 とを含んで構成されている。

ブレーキ液圧制御装置 40 は、その概略構成を表す図 2 に示すように、高圧発生部 41 と、ブレーキペダル BP の操作力に応じたブレーキ液圧を発生するブレーキ液圧発生部 42 と、各車輪 FR, FL, RR, RL にそれぞれ配置されたホイールシリンド Wfr, Wfl, Wrr, Wr1 に供給するブレーキ液圧をそれぞれ調整可能な FR ブレーキ液圧調整部 43, FL ブレーキ液圧調整部 44, RR ブレーキ液圧調整部 45, RL ブレーキ液圧調整部 46 とを含んで構成されている。

高圧発生部 41 は、電動モータ M と、同電動モータ M により駆動されるとともにリザーバ R S 内のブレーキ液を昇圧する液圧ポンプ HP と、液圧ポンプ HP の

吐出側にチェック弁CVHを介して接続されるとともに同液圧ポンプHPにより昇圧されたブレーキ液を貯留するアキュムレータAccとを含んで構成されている。

電動モータMは、アキュムレータAcc内の液圧が所定の下限値を下回ったとき駆動され、同アキュムレータAcc内の液圧が所定の上限値を上回ったとき停止されるようになっており、これにより、アキュムレータAcc内の液圧は常に所定の範囲内の高圧に維持されるようになっている。

また、アキュムレータAccとリザーバRSとの間にリリーフ弁RVが配設されており、アキュムレータAcc内の液圧が前記高圧より異常に高い圧力になったときに同アキュムレータAcc内のブレーキ液がリザーバRSに戻されるようになっている。これにより、高圧発生部41の液圧回路が保護されるようになっている。

ブレーキ液圧発生部42は、ブレーキペダルBPの作動により応動するハイドロブースタHBと、同ハイドロブースタHBに連結されたマスタシリンダMCから構成されている。ハイドロブースタHBは、液圧高圧発生部41から供給される前記高圧を利用してブレーキペダルBPの操作力を所定の割合で助勢し同助勢された操作力をマスタシリンダMCに伝達するようになっている。

マスタシリンダMCは、前記助勢された操作力に応じたマスタシリンダ液圧を発生するようになっている。また、ハイドロブースタHBは、マスタシリンダ液圧を入力することによりマスタシリンダ液圧と略同一の液圧である前記助勢された操作力に応じたレギュレータ液圧を発生するようになっている。これらマスタシリンダMC及びハイドロブースタHBの構成及び作動は周知であるので、ここではそれらの詳細な説明を省略する。このようにして、マスタシリンダMC及びハイドロブースタHBは、ブレーキペダルBPの操作力に応じたマスタシリンダ液圧及びレギュレータ液圧をそれぞれ発生するようになっている。

マスタシリンダMCとFRブレーキ液圧調整部43の上流側及びFLブレーキ液圧調整部44の上流側の各々との間には、3ポート2位置切換型の電磁弁である制御弁SA1が介装されている。同様に、ハイドロブースタHBとRRブレーキ液圧調整部45の上流側及びRLブレーキ液圧調整部46の上流側の各々との間に

は、3ポート2位置切換型の電磁弁である制御弁SA2が介装されている。また、高圧発生部41と制御弁SA1及び制御弁SA2の各々との間には、2ポート2位置切換型の常閉電磁開閉弁である切換弁STRが介装されている。

制御弁SA1は、図2に示す第1の位置（非励磁状態における位置）にあるときマスタシリンダMCとFRブレーキ液圧調整部43の上流部及びFLブレーキ液圧調整部44の上流部の各々とを連通するとともに、第2の位置（励磁状態における位置）にあるときマスタシリンダMCとFRブレーキ液圧調整部43の上流部及びFLブレーキ液圧調整部44の上流部の各々との連通を遮断して切換弁STRとFRブレーキ液圧調整部43の上流部及びFLブレーキ液圧調整部44の上流部の各々とを連通するようになっている。

制御弁SA2は、図2に示す第1の位置（非励磁状態における位置）にあるときハイドロブースタHBとRRブレーキ液圧調整部45の上流部及びRLブレーキ液圧調整部46の上流部の各々とを連通するとともに、第2の位置（励磁状態における位置）にあるときハイドロブースタHBとRRブレーキ液圧調整部45の上流部及びRLブレーキ液圧調整部46の上流部の各々との連通を遮断して切換弁STRとRRブレーキ液圧調整部45の上流部及びRLブレーキ液圧調整部46の上流部の各々とを連通するようになっている。

これにより、FRブレーキ液圧調整部43の上流部及びFLブレーキ液圧調整部44の上流部の各々には、制御弁SA1が第1の位置にあるときマスタシリンダ液圧が供給されるとともに、制御弁SA1が第2の位置にあり且つ切換弁STRが第2の位置（励磁状態における位置）にあるとき高圧発生部41が発生する高圧が供給されるようになっている。

同様に、RRブレーキ液圧調整部45の上流部及びRLブレーキ液圧調整部46の上流部の各々には、制御弁SA2が第1の位置にあるときレギュレータ液圧が供給されるとともに、制御弁SA2が第2の位置にあり且つ切換弁STRが第2の位置にあるとき高圧発生部41が発生する高圧が供給されるようになっている。

FRブレーキ液圧調整部43は、2ポート2位置切換型の常開電磁開閉弁である増圧弁PUfrと、2ポート2位置切換型の常閉電磁開閉弁である減圧弁PDfr

とから構成されており、増圧弁 P_{Ufr} は、図 2 に示す第 1 の位置（非励磁状態における位置）にあるとき FR ブレーキ液圧調整部 4 3 の上流部とホイールシリンダ W_{fr} とを連通するとともに、第 2 の位置（励磁状態における位置）にあるとき FR ブレーキ液圧調整部 4 3 の上流部とホイールシリンダ W_{fr} との連通を遮断するようになっている。減圧弁 P_{Dfr} は、図 2 に示す第 1 の位置（非励磁状態における位置）にあるときホイールシリンダ W_{fr} とリザーバ RS との連通を遮断するとともに、第 2 の位置（励磁状態における位置）にあるときホイールシリンダ W_{fr} とリザーバ RS とを連通するようになっている。

これにより、ホイールシリンダ W_{fr} 内のブレーキ液圧は、増圧弁 P_{Ufr} 及び減圧弁 P_{Dfr} が共に第 1 の位置にあるときホイールシリンダ W_{fr} 内に FR ブレーキ液圧調整部 4 3 の上流部の液圧が供給されることにより増圧され、増圧弁 P_{Ufr} が第 2 の位置にあり且つ減圧弁 P_{Dfr} が第 1 の位置にあるとき FR ブレーキ液圧調整部 4 3 の上流部の液圧に拘わらずその時点の液圧に保持されるとともに、増圧弁 P_{Ufr} 及び減圧弁 P_{Dfr} が共に第 2 の位置にあるときホイールシリンダ W_{fr} 内のブレーキ液がリザーバ RS に戻されることにより減圧されるようになっている。

また、増圧弁 P_{Ufr} にはブレーキ液のホイールシリンダ W_{fr} 側から FR ブレーキ液圧調整部 4 3 の上流部への一方向の流れのみを許容するチェック弁 $CV 1$ が並列に配設されており、これにより、制御弁 $SA 1$ が第 1 の位置にある状態で操作されているブレーキペダル BP が開放されたときホイールシリンダ W_{fr} 内のブレーキ液圧が迅速に減圧されるようになっている。

同様に、FL ブレーキ液圧調整部 4 4、RR ブレーキ液圧調整部 4 5 及び RL ブレーキ液圧調整部 4 6 は、それぞれ、増圧弁 P_{Ufl} 及び減圧弁 P_{Dfl} 、増圧弁 P_{Urr} 及び減圧弁 P_{Drr} 、増圧弁 P_{Url} 及び減圧弁 P_{Drl} から構成されており、これらの各増圧弁及び各減圧弁の位置が制御されることにより、ホイールシリンダ W_{fl} 、ホイールシリンダ W_{rr} 及びホイールシリンダ W_{rl} 内のブレーキ液圧をそれぞれ増圧、保持、減圧できるようになっている。また、増圧弁 P_{Ufl} 、 P_{Urr} 及び P_{Url} の各々にも、上記チェック弁 $CV 1$ と同様の機能を達成し得るチェック弁 $CV 2$ 、 $CV 3$ 及び $CV 4$ がそれぞれ並列に配設されている。

また、制御弁 S A 1 にはブレーキ液の上流側から下流側への一方向の流れのみを許容するチェック弁 C V 5 が並列に配設されており、同制御弁 S A 1 が第 2 の位置にあってマスタシリンダ M C と FR ブレーキ液圧調整部 4 3 及び FL ブレーキ液圧調整部 4 4 の各々との連通が遮断されている状態にあるときに、ブレーキペダル B P を操作することによりホイールシリンダ W f r, W f l 内のブレーキ液圧が増圧され得るようになっている。また、制御弁 S A 2 にも、上記チェック弁 C V 5 と同様の機能を達成し得るチェック弁 C V 6 が並列に配設されている。

以上、説明した構成により、ブレーキ液圧制御装置 4 0 は、全ての電磁弁が第 1 の位置にあるときブレーキペダル B P の操作力に応じたブレーキ液圧を各ホイールシリンダに供給できるようになっている。また、この状態において、例えば、増圧弁 P U r r 及び減圧弁 P D r r をそれぞれ制御することにより、ホイールシリンダ W r r 内のブレーキ液圧のみを所定量だけ減圧することができるようになっている。

また、ブレーキ液圧制御装置 4 0 は、ブレーキペダル B P が操作されていない状態（開放されている状態）において、例えば、制御弁 S A 1、切換弁 S T R 及び増圧弁 P U f l を共に第 2 の位置に切換るとともに増圧弁 P U f r 及び減圧弁 P D f r をそれぞれ制御することにより、ホイールシリンダ W f l 内のブレーキ液圧を保持した状態で高圧発生部 4 1 が発生する高圧を利用してホイールシリンダ W f r 内のブレーキ液圧のみを所定量だけ増圧することもできるようになっている。このようにして、ブレーキ液圧制御装置 4 0 は、ブレーキペダル B P の操作に拘わらず、各車輪のホイールシリンダ内のブレーキ液圧をそれぞれ独立して制御し、各車輪毎に独立して所定のブレーキ力を付与することができるようになっている。

再び図 1 を参照すると、センサ部 5 0 は、各車輪 FL, FR, RL 及び RR が所定角度回転する度にパルスを有する信号をそれぞれ出力するロータリーエンコーダから構成される車輪速度センサ 5 1 f l, 5 1 f r, 5 1 r l 及び 5 1 r r と、ステアリング 2 1 の中立位置からの回転角度を検出し、ステアリング角度 θ_s を示す信号を出力するステアリング操作量取得手段としてのステアリング角度センサ 5 2 と、運転者により操作されるアクセルペダル A P の操作量を検出し、同アクセルペダ

ル A P の操作量 Accp を示す信号を出力するアクセル開度センサ 5 3 と、車両の重心を通る鉛直軸まわりの車両回転角の変化速度であるヨーレイトを検出し、ヨーレイト Yr を示す信号を出力する実横加速度関連量取得手段としてのヨーレイトセンサ 5 4 と、運転者によりブレーキペダル B P が操作されているか否かを検出し、ブレーキ操作の有無を示す信号を出力するブレーキスイッチ 5 5 とから構成されている。

ステアリング角度 θ_s は、ステアリング 2 1 が中立位置にあるときに「0」となり、同中立位置からステアリング 2 1 を（ドライバーから見て）反時計まわりの方向へ回転させたときに正の値、同中立位置から同ステアリング 2 1 を時計まわりの方向へ回転させたときに負の値となるように設定されている。また、ヨーレイト Yr は、車両が左方向へ旋回しているときに正の値、車両が右方向へ旋回しているときに負の値となるように設定されている。

電気式制御装置 6 0 は、互いにバスで接続された C P U 6 1、C P U 6 1 が実行するルーチン（プログラム）、テーブル（ルックアップテーブル、マップ）、定数等を予め記憶した R O M 6 2、C P U 6 1 が必要に応じてデータを一時的に格納する R A M 6 3、電源が投入された状態でデータを格納するとともに同格納したデータを電源が遮断されている間も保持するバックアップ R A M 6 4、及び A D コンバータを含むインターフェース 6 5 等からなるマイクロコンピュータである。インターフェース 6 5 は、前記センサ 5 1～5 5 と接続され、C P U 6 1 にセンサ 5 1～5 5 からの信号を供給するとともに、同 C P U 6 1 の指示に応じてブレーキ液圧制御装置 4 0 の各電磁弁及びモータ M、スロットル弁アクチュエータ 3 2、及び燃料噴射装置 3 3 に駆動信号を送出するようになっている。

これにより、スロットル弁アクチュエータ 3 2 は、スロットル弁 T H の開度がアクセルペダル A P の操作量 Accp に応じた開度になるように同スロットル弁 T H を駆動するとともに、燃料噴射装置 3 3 は、スロットル弁 T H の開度に応じた吸入空気量に対して所定の目標空燃比（理論空燃比）を得るために必要な量の燃料を噴射するようになっている。

（第 1 実施形態に係る車両の運動制御の概要）

本発明の第 1 実施形態に係る車両の運動制御装置 1 0 は、先ず、車両の運動モ

デルから導かれる所定の規則としての理論式を基礎とする下記(1)式に基いて、目標ヨーレイト Y_{rt} (deg/sec) を算出する。この目標ヨーレイト Y_{rt} は、車両が左方向へ旋回しているとき (ステアリング角度 θ_s (deg) が正の値のとき) に正の値、車両が右方向へ旋回しているとき (ステアリング角度 θ_s が負の値のとき) に負の値となるように設定される。なお、この理論式は、ステアリング角度及び車体速度が共に一定である状態で車両が旋回するとき (定常円旋回時) におけるヨーレイトの理論値を算出する式である。

$$Y_{rt} = (V_{so} \cdot \theta_s) / (n \cdot l) \cdot (1 / (1 + K_h \cdot V_{so}^2)) \quad \dots (1)$$

上記(1)式において、 V_{so} は後述するように算出される推定車体速度 (km/h) である。また、 l は車体により決定される一定値である車両のホイールベース (km) であり、 K_h は車体により決定される一定値であるスタビリティファクタ (h^2/km^2) であって、ホイールベース l 及びスタビリティファクタ K_h は、車両の実際の諸元値である。

また、上記(1)式において、 n は制御用ギヤ比である。車両の実際の諸元値としてのギヤ比は上述したように一定値「20」であるが、本装置は上記(1)式において目標ヨーレイト Y_{rt} を計算する際には、実際のギヤ比「20」に代わりに推定車体速度 V_{so} 及びステアリング角度 θ_s に応じて変化する制御用諸元値としての制御用ギヤ比 n を使用する。

より具体的に述べると、制御用ギヤ比 n とステアリング角度 θ_s 及び推定車体速度 V_{so} との関係の一例を表す図3に示すように、制御用ギヤ比 n は、ステアリング角度 θ_s の絶対値が所定角度 90° よりも小さい場合、推定車体速度 V_{so} に拘わらず実際のギヤ比と同一の値である一定値「20」になるように設定される。この場合、車両の実際の諸元値のみを使用して (制御用ギヤ比 n の代わりに実際のギヤ比「20」を使用して) 上記(1)式より計算されるヨーレイトの理論値である基準ヨーレイトと目標ヨーレイト Y_{rt} とは同一の値となる。

一方、ステアリング角度 θ_s の絶対値が所定角度 90° 以上の場合、推定車体速度 V_{so} が所定値 (例えば 45 km/h) 以上のとき (例えば、図3に示す $V_{so} = 80 \text{ km/h}$)

のとき)には、制御用ギヤ比 n はステアリング角度 θ_s の絶対値が大きくなるほど同推定車体速度 V_{s0} に応じて実際のギヤ比「20」以上の値になるように設定される。この場合、上記(1)式を参照すれば明らかのように、目標ヨーレイト Y_{rt} の絶対値は上記基準ヨーレイトの絶対値以下の値となる。

また、ステアリング角度 θ_s の絶対値が所定角度 90° 以上の場合で、推定車体速度 V_{s0} が前記所定値未満のとき(例えば、図3に示す $V_{s0}=20\text{km/h}$ のとき)には、制御用ギヤ比 n はステアリング角度 θ_s の絶対値が大きくなるほど同推定車体速度 V_{s0} に応じて実際のギヤ比「20」以下の値になるように設定される。この場合、上記(1)式を参照すれば明らかのように、目標ヨーレイト Y_{rt} の絶対値は上記基準ヨーレイトの絶対値以上の値となる。

このようにして、本装置は、実際のギヤ比「20」の代わりに上記のように設定される制御用ギヤ比 n を使用して上記(1)式に基いて算出されるヨーレイトを目標ヨーレイト Y_{rt} として算出する。

次に、本装置は、下記(2)式に基いて、上述したように計算した目標ヨーレイト Y_{rt} の絶対値とヨーレイトセンサ54により得られる実際のヨーレイト $Y_r(\text{deg/sec})$ の絶対値との偏差であるヨーレイト偏差 $\Delta Y_r(\text{deg/sec})$ を算出する。

$$\Delta Y_r = |Y_{rt}| - |Y_r| \quad \cdots (2)$$

そして、このヨーレイト偏差 ΔY_r の値が正の値であるとき、車両は目標ヨーレイト Y_{rt} が同車両に発生していると仮定したときの旋回半径よりも同旋回半径が大きくなる状態(以下、「アンダーステア状態」と称呼する。)にあるので、本装置は、アンダーステア状態を抑制するためのアンダーステア抑制制御を実行する。具体的には、本装置は、旋回方向内側の後輪に上記ヨーレイト偏差 ΔY_r の値に応じた所定のブレーキ力を発生させて車両に対して旋回方向と同一方向のヨーリングモーメントを強制的に発生させる。これにより、実際のヨーレイト Y_r の絶対値が大きくなり、実際のヨーレイト Y_r が目標ヨーレイト Y_{rt} に近づくように制御される。

また、ヨーレイト偏差 ΔY_r の値が負の値であるとき、車両は目標ヨーレイト Y_{rt}

が同車両に発生していると仮定したときの旋回半径よりも同旋回半径が小さくなる状態（以下、「オーバーステア状態」と称呼する。）にあるので、本装置は、オーバーステア状態を抑制するためのオーバーステア抑制制御を実行する。具体的には、本装置は、旋回方向外側の前輪に上記ヨーレイト偏差 ΔY_r の値に応じた所定のブレーキ力を発生させて車両に対して旋回方向と反対方向のヨーイングモーメントを強制的に発生させる。これにより、実際のヨーレイト Y_r の絶対値が小さくなり、実際のヨーレイト Y_r が目標ヨーレイト Y_{rt} に近づくように制御される。

このようにして、アンダーステア抑制制御又はオーバーステア抑制制御（以下、これらを併せて「制動操舵制御」と総称する。）を実行することにより、本装置は、各車輪に付与すべきブレーキ力を制御して実際のヨーレイト Y_r が上記のように計算される目標ヨーレイト Y_{rt} に近づく方向に車両に対して所定のヨーイングモーメントを発生させる。また、制動操舵制御を実行する際に、後述するアンチスキッド制御、前後制動力配分制御、及びトラクション制御のうちのいずれか一つも併せて実行する必要があるとき、本装置は、同いずれか一つの制御を実行するために各車輪に付与すべきブレーキ力をも考慮して各車輪に付与すべきブレーキ力を最終的に決定する。以上が、本発明の第1実施形態に係る車両の運動制御の概要である。

（第1実施形態の実際の作動）

次に、以上のように構成された本発明の第1実施形態に係る車両の運動制御装置10の実際の作動について、電気式制御装置60のCPU61が実行するルーチンをフローチャートにより示した図4～図8を参照しながら説明する。なお、各種変数・フラグ・符号等の末尾に付された「**」は、同各種変数・フラグ・符号等が各車輪FR等のいずれに関するものであるかを示すために同各種変数・フラグ・符号等の末尾に付される「f1」、「fr」等の包括表記であって、例えば、車輪速度 V_{w**} は、左前輪速度 V_{wf1} 、右前輪速度 V_{wfr} 、左後輪速度 V_{wrl} 、右後輪速度 V_{wrr} を包括的に示している。

CPU61は、図4に示した車輪速度 V_{w**} 等の計算を行うルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行している。従って、所定のタイミングになると、CPU61はステップ400から処理を開始し、ステップ405に進んで各車輪FR等の

車輪速度（各車輪の外周の速度） V_w^{**} をそれぞれ算出する。具体的には、CPU 61は各車輪速度センサ51**が出力する信号が有するパルスの時間間隔に基いて各車輪FR等の車輪速度 V_w^{**} をそれぞれ算出する。

次いで、CPU 61はステップ410に進み、各車輪FR等の車輪速度 V_w^{**} のうちの最大値を推定車体速度 V_{s0} として算出する。なお、各車輪FR等の車輪速度 V_w^{**} の平均値を推定車体速度 V_{s0} として算出してもよい。ここで、ステップ410は車体速度取得手段に対応している。

次に、CPU 61はステップ415に進み、ステップ410にて算出した推定車体速度 V_{s0} の値と、ステップ405にて算出した各車輪FR等の車輪速度 V_w^{**} の値と、ステップ415内に記載した式とに基いて各車輪毎の実際のスリップ率 S_a^{**} を算出する。この実際のスリップ率 S_a^{**} は、後述するように、各車輪に付与すべきブレーキ力を計算する際に使用される。そして、CPU 61はステップ495に進んで本ルーチンを一旦終了する。

次に、ヨーレイト偏差の算出について説明すると、CPU 61は図5に示したルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行している。従って、所定のタイミングになると、CPU 61はステップ500から処理を開始し、ステップ505に進んで、ステアリング角度センサ52により得られるステアリング角度 θ_s の絶対値と、図4のステップ410にて算出した推定車体速度 V_{s0} の値と、ステップ505内に記載したテーブルとに基いて制御用ギヤ比 n を算出する。

これにより、制御用ギヤ比 n は、ステアリング角度 θ_s の絶対値が 90° よりも小さい場合、推定車体速度 V_{s0} に拘わらず実際のギヤ比と同一の値である一定値「20」になるように設定される。また、ステアリング角度 θ_s の絶対値が 90° 以上の場合、推定車体速度 V_{s0} が4.5(km/h)以上のとき、制御用ギヤ比 n は実際のギヤ比「20」以上の値であってステアリング角度 θ_s の絶対値が大きくなるほど、また推定車体速度 V_{s0} の値が大きくなるほど大きくなるように設定される。また、ステアリング角度 θ_s の絶対値が 90° 以上の場合で推定車体速度 V_{s0} が4.5(km/h)未満のときには、制御用ギヤ比 n は実際のギヤ比「20」以下の値であってステアリング角度 θ_s の絶対値が大きくなるほど、また推定車体速度 V_{s0} の値が小さくなるほど小さくなるように設定される。

次に、CPU61はステップ510に進み、ステップ505にて算出した制御用ギヤ比 η の値と、ステアリング角度センサ52により得られるステアリング角度 θ_s の値と、図4のステップ410にて算出した推定車体速度 V_{s0} の値と、上記(1)式の右辺に対応するステップ510内に記載した式とに基いて目標ヨーレイット Y_{rt} を算出する。ここで、ステップ510は、目標横加速度関連量算出手段に対応している。

次いで、CPU61はステップ515に進んで、ステップ510にて算出した目標ヨーレイット Y_{rt} の値と、ヨーレイットセンサ54により得られる実際のヨーレイット Y_r の値と、上記(2)式の右辺に対応するステップ515内に記載した式とに基いてヨーレイット偏差 ΔY_r を算出する。そして、CPU61はステップ595に進んで本ルーチンを一旦終了する。

次に、上記した制動操舵制御のみを実行する際に各車輪に付与すべきブレーキ力を決定するために必要となる各車輪の目標スリップ率の算出について説明すると、CPU61は図6に示したルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行している。従って、所定のタイミングになると、CPU61はステップ600から処理を開始し、ステップ605に進んで、ヨーレイットセンサ54により得られる実際のヨーレイット Y_r の値が「0」以上であるか否かを判定し、実際のヨーレイット Y_r の値が「0」以上である場合には同ステップ605にて「Yes」と判定してステップ610に進み、旋回方向表示フラグLを「1」に設定する。また、実際のヨーレイット Y_r の値が負の値である場合には同ステップ605にて「No」と判定してステップ615に進み、旋回方向表示フラグLを「0」に設定する。

ここで、旋回方向表示フラグLは、車両が左方向に旋回しているか右方向に旋回しているかを示すフラグであり、その値が「1」のときは車両が左方向に旋回していることを示し、その値が「0」のときは車両が右方向に旋回していることを示している。従って、旋回方向表示フラグLの値により車両の旋回方向が特定される。

次いで、CPU61はステップ620に進み、図5のステップ515にて算出したヨーレイット偏差 ΔY_r の絶対値と、ステップ620内に記載したテーブルとに基いて制動操舵制御により車両に発生させるべきヨーイングモーメントの大きさ

に応じた制御量Gを算出する。ステップ620内に記載したテーブルに示すように、制御量Gは、ヨーレイト偏差 ΔY_r の絶対値が値 Y_{r1} 以下のときには「0」になるように設定され、ヨーレイト偏差 ΔY_r の絶対値が値 Y_{r1} 以上であって値 Y_{r2} 以下のときには同ヨーレイト偏差 ΔY_r の絶対値が値 Y_{r1} から値 Y_{r2} まで変化するに従い「0」から正の一定値 G_1 まで線形的に変化するように設定され、ヨーレイト偏差 ΔY_r の絶対値が値 Y_{r2} 以上のときには正の一定値 G_1 に維持されるように設定される。換言すれば、ヨーレイト偏差 ΔY_r の絶対値が値 Y_{r1} 以下のときには制動操舵制御が実行されない一方で、ヨーレイト偏差 ΔY_r の絶対値が値 Y_{r1} 以上のときにはステップ620内に記載したテーブルに基き、制御量Gがヨーレイト偏差 ΔY_r の絶対値に応じて決定される。

次に、CPU61はステップ625に進んで、図5のステップ515にて算出したヨーレイト偏差 ΔY_r の値が「0」以上であるか否かを判定する。ここで、ヨーレイト偏差 ΔY_r の値が「0」以上である場合には、CPU61は先に説明したように車両がアンダーステア状態にあると判定し、上記アンダーステア抑制制御を実行する際の各車輪の目標スリップ率を計算するためステップ630に進んで、旋回方向表示フラグLの値が「1」であるか否かを判定する。

ステップ630の判定において旋回方向表示フラグLが「1」であるとき、CPU61はステップ635に進んで、正の一定値である係数 K_r にステップ620にて計算した制御量Gの値を乗算した値を左後輪RLの目標スリップ率 Str_l として設定するとともに、その他の車輪FL, FR, RRの目標スリップ率 St_{fl} , St_{fr} , St_{rr} を全て「0」に設定し、ステップ695に進んで本ルーチンを一旦終了する。これにより、車両が左方向に旋回している場合における旋回方向内側の後輪に對応する左後輪RLにのみヨーレイト偏差 ΔY_r の絶対値に応じた目標スリップ率が設定される。

一方、ステップ630の判定において旋回方向表示フラグLが「0」であるとき、CPU61はステップ640進んで、上記係数 K_r にステップ620にて計算した制御量Gの値を乗算した値を右後輪RRの目標スリップ率 Str_r として設定するとともに、その他の車輪FL, FR, RLの目標スリップ率 St_{fl} , St_{fr} , Str_l を全て「0」に設定し、ステップ695に進んで本ルーチンを一旦終了する。これに

より、車両が右方向に旋回している場合における旋回方向内側の後輪に対応する右後輪 RR にのみヨーレイト偏差 ΔY_r の絶対値に応じた目標スリップ率が設定される。

他方、ステップ 625 の判定において、ヨーレイト偏差 ΔY_r の値が負の値である場合には、CPU61 は先に説明したように車両がオーバーステア状態にあると判定し、上記オーバーステア抑制制御を実行する際の各車輪の目標スリップ率を計算するためステップ 645 に進んで、旋回方向表示フラグ L の値が「1」であるか否かを判定する。

ステップ 645 の判定において旋回方向表示フラグ L が「1」であるとき、CPU61 はステップ 650 に進んで、正の一定値である係数 K_f にステップ 620 にて計算した制御量 G の値を乗算した値を右前輪 FR の目標スリップ率 St_{fr} として設定するとともに、その他の車輪 FL, RL, RR の目標スリップ率 St_{fl} , St_{rl} , St_{rr} を総て「0」に設定し、ステップ 695 に進んで本ルーチンを一旦終了する。これにより、車両が左方向に旋回している場合における旋回方向外側の前輪に対応する右前輪 FR にのみヨーレイト偏差 ΔY_r の絶対値に応じた目標スリップ率が設定される。

一方、ステップ 645 の判定において旋回方向表示フラグ L が「0」であるとき、CPU61 はステップ 655 に進んで、上記係数 K_f にステップ 620 にて計算した制御量 G の値を乗算した値を左前輪 FL の目標スリップ率 St_{fl} として設定するとともに、その他の車輪 FR, RL, RR の目標スリップ率 St_{fr} , St_{rl} , St_{rr} を総て「0」に設定し、ステップ 695 に進んで本ルーチンを一旦終了する。これにより、車両が右方向に旋回している場合における旋回方向外側の前輪に対応する左前輪 FL にのみヨーレイト偏差 ΔY_r の絶対値に応じた目標スリップ率が設定される。以上のようにして、制動操舵制御のみを実行する際に各車輪に付与すべきブレーキ力を決定するために必要となる各車輪の目標スリップ率が決定される。

次に、車両の制御モードの設定について説明すると、CPU61 は図 7 に示したルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行している。従って、所定のタイミングになると、CPU61 はステップ 700 から処理を開始し、ステップ 705 に進んで、現時点においてアンチスキッド制御が必要であるか否かを判定する。

アンチスキッド制御は、ブレーキペダルBPが操作されている状態において特定の車輪がロックしている場合に、同特定の車輪のブレーキ力を減少させる制御である。アンチスキッド制御の詳細については周知であるので、ここではその詳細な説明を省略する。

具体的には、CPU61はステップ705において、ブレーキスイッチ55によりブレーキペダルBPが操作されていることが示されている場合であって、且つ図4のステップ415にて算出した特定の車輪の実際のスリップ率 S_{a**} の値が正の所定値以上となっている場合に、アンチスキッド制御が必要であると判定する。

ステップ705の判定にてアンチスキッド制御が必要であると判定したとき、CPU61はステップ710に進んで、制動操舵制御とアンチスキッド制御とを重畳して実行する制御モードを設定するため変数Modeに「1」を設定し、続くステップ750に進む。

一方、ステップ705の判定にてアンチスキッド制御が必要でないと判定したとき、CPU61はステップ715に進んで、現時点において前後制動力配分制御が必要であるか否かを判定する。前後制動力配分制御は、ブレーキペダルBPが操作されている状態において車両の前後方向の減速度の大きさに応じて前輪のブレーキ力に対する後輪のブレーキ力の比率（配分）を減少させる制御である。前後制動力配分制御の詳細については周知であるので、ここではその詳細な説明を省略する。

具体的には、CPU61はステップ715において、ブレーキスイッチ55によりブレーキペダルBPが操作されていることが示されている場合であって、且つ図4のステップ410にて算出した推定車体速度 V_{s0} の時間微分値が負の値であり同微分値の絶対値が所定値以上となっている場合に、前後制動力配分制御が必要であると判定する。

ステップ715の判定にて前後制動力配分制御が必要であると判定したとき、CPU61はステップ720に進んで、制動操舵制御と前後制動力配分制御とを重畳して実行する制御モードを設定するため変数Modeに「2」を設定し、続くステップ750に進む。

ステップ715の判定にて前後制動力配分制御が必要でないと判定したとき、CPU61はステップ725に進んで、現時点においてトラクション制御が必要であるか否かを判定する。トラクション制御は、ブレーキペダルBPが操作されていない状態において特定の車輪がエンジン31の駆動力が発生している方向にスピンしている場合に、同特定の車輪のブレーキ力を増大させる制御又はエンジン31の駆動力を減少させる制御である。トラクション制御の詳細については周知があるので、ここではその詳細な説明を省略する。

具体的には、CPU61はステップ725において、ブレーキスイッチ55によりブレーキペダルBPが操作されていないことが示されている場合であって、且つ図4のステップ415にて算出した特定の車輪の実際のスリップ率 Sa^{**} の値が負の値であり同実際のスリップ率 Sa^{**} の絶対値が所定値以上となっている場合に、トラクション制御が必要であると判定する。

ステップ725の判定にてトラクション制御が必要であると判定したとき、CPU61はステップ730に進んで、制動操舵制御とトラクション制御とを重畳して実行する制御モードを設定するため変数Modeに「3」を設定し、続くステップ750に進む。

ステップ725の判定にてトラクション制御が必要でないと判定したとき、CPU61はステップ735に進んで、現時点において上記制動操舵制御が必要であるか否かを判定する。具体的には、CPU61はステップ735において、図5のステップ515にて算出したヨーレイト偏差 ΔYr の絶対値が図6のステップ620内に記載のテーブルにおける値 $Yr1$ 以上となっている場合に、図6にて設定された目標スリップ率 St^{**} の値が「0」でない特定の車輪が存在するので制動操舵制御が必要であると判定する。

ステップ735の判定にて制動操舵制御が必要であると判定したとき、CPU61はステップ740に進んで、制動操舵制御のみを実行する制御モードを設定するため変数Modeに「4」を設定し、続くステップ750に進む。一方、ステップ735の判定にて制動操舵制御が必要でないと判定したとき、CPU61はステップ745に進んで、車両の運動制御を実行しない非制御モードを設定するため変数Modeに「0」を設定し、続くステップ750に進む。この場合、制御すべ

き特定の車輪は存在しない。

CPU61はステップ750に進むと、制御対象車輪に対応するフラグCONT**に「1」を設定するとともに、制御対象車輪でない非制御対象車輪に対応するフラグCONT**に「0」を設定する。なお、このステップ750における制御対象車輪は、図2に示した対応する増圧弁P_{U**}及び減圧弁P_{D**}の少なくとも一方を制御する必要がある車輪である。

従って、例えば、ブレーキペダルBPが操作されていない状態であって上述した図6のステップ650に進む場合等、右前輪FRのホイールシリンダW_{fr}内のブレーキ液圧のみを増圧する必要がある場合、図2に示した制御弁S_{A1}、切換弁S_{TR}及び増圧弁P_{Uf1}を共に第2の位置に切換るとともに増圧弁P_{Ufr}及び減圧弁P_{Dfr}をそれぞれ制御することにより、ホイールシリンダW_{f1}内のブレーキ液圧を保持した状態で高圧発生部41が発生する高圧を利用してホイールシリンダW_{fr}内のブレーキ液圧のみを増圧することになる。従って、この場合における制御対象車輪には、右前輪FRのみならず左前輪FLが含まれる。そして、CPU61はステップ750を実行した後、ステップ795に進んで本ルーチンを一旦終了する。このようにして、制御モードが特定されるとともに、制御対象車輪が特定される。

次に、各車輪に付与すべきブレーキ力の制御について説明すると、CPU61は図8に示したルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行している。従って、所定のタイミングになると、CPU61はステップ800から処理を開始し、ステップ805に進んで、変数Modeが「0」でないか否かを判定し、変数Modeが「0」であればステップ805にて「No」と判定してステップ810に進み、各車輪に対してブレーキ制御を実行する必要がないのでブレーキ液圧制御装置40における総ての電磁弁をOFF（非励磁状態）にした後、ステップ895に進んで本ルーチンを一旦終了する。これにより、ドライバーによるブレーキペダルBPの操作力に応じたブレーキ液圧が各ホイールシリンダ**に供給される。

一方、ステップ805の判定において変数Modeが「0」でない場合、CPU61はステップ805にて「Yes」と判定してステップ815に進み変数Modeが「4」であるか否かを判定する。そして、変数Modeが「4」でない場合（即ち

、制動操舵制御以外のアンチスキッド制御等が必要である場合)、CPU61はステップ815にて「No」と判定してステップ820に進み、図7のステップ750にてフラグCONT**の値が「1」に設定された制御対象車輪に対して図6にて既に設定した制動操舵制御のみを実行する際に必要となる各車輪の目標スリップ率St**を補正した後ステップ825に進む。これにより、制動操舵制御に重畠される変数Modeの値に対応する制御を実行する際に必要となる各車輪の目標スリップ率分だけ図6にて既に設定した各車輪の目標スリップ率St**が制御対象車輪毎に補正される。

ステップ815の判定において変数Modeが「4」である場合、CPU61はステップ815にて「Yes」と判定し、図6にて既に設定した各車輪の目標スリップ率St**を補正する必要がないので直接ステップ825に進む。CPU61はステップ825に進むと、図7のステップ750にてフラグCONT**の値が「1」に設定された制御対象車輪に対して、目標スリップ率St**の値と、図4のステップ415にて算出した実際のスリップ率Sa**の値と、ステップ825内に記載の式とに基いて制御対象車輪毎にスリップ率偏差△St**を算出する。

次いで、CPU61はステップ830に進み、上記制御対象車輪に対して同制御対象車輪毎に液圧制御モードを設定する。具体的には、CPU61はステップ825にて算出した制御対象車輪毎のスリップ率偏差△St**の値と、ステップ830内に記載のテーブルとに基いて、制御対象車輪毎に、スリップ率偏差△St**の値が所定の正の基準値を超えるときは液圧制御モードを「増圧」に設定し、スリップ率偏差△St**の値が所定の負の基準値以上であって前記所定の正の基準値以下であるときは液圧制御モードを「保持」に設定し、スリップ率偏差△St**の値が前記所定の負の基準値を下回るときは液圧制御モードを「減圧」に設定する。

次に、CPU61はステップ835に進み、ステップ830にて設定した制御対象車輪毎の液圧制御モードに基いて、図2に示した制御弁SA1, SA2、切換弁STRを制御するとともに制御対象車輪毎に同液圧制御モードに応じて増圧弁PU**及び減圧弁PD**を制御する。

具体的には、CPU61は液圧制御モードが「増圧」となっている車輪に対し

ては対応する増圧弁 P U**及び減圧弁 P D**を共に第 1 の位置（非励磁状態における位置）に制御し、液圧制御モードが「保持」となっている車輪に対しては対応する増圧弁 P U**を第 2 の位置（励磁状態における位置）に制御するとともに対応する減圧弁 P D**を第 1 の位置に制御し、液圧制御モードが「減圧」となっている車輪に対しては対応する増圧弁 P U**及び減圧弁 P D**を共に第 2 の位置（励磁状態における位置）に制御する。

これにより、液圧制御モードが「増圧」となっている制御対象車輪のホイールシリンダ W**内のブレーキ液圧は増大し、また、液圧制御モードが「減圧」となっている制御対象車輪のホイールシリンダ W**内のブレーキ液圧は減少することで、各制御車輪の実際のスリップ率 Sa**が目標スリップ率 St**に近づくようにそれぞれ制御され、この結果、図 7 に設定した制御モードに対応する制御が達成される。ここで、ステップ 8 3 5 は、制動力制御手段に対応している。

なお、図 7 のルーチンの実行により設定された制御モードがトラクション制御を実行する制御モード（変数 Mode=3）又は制動操舵制御のみを実行する制御モード（変数 Mode=4）であるときには、エンジン 3 1 の駆動力を減少させるため、CPU 6 1 は必要に応じて、スロットル弁 TH の開度がアクセルペダル AP の操作量 Accp に応じた開度よりも所定量だけ小さい開度になるようにスロットル弁アクチュエータ 3 2 を制御する。そして、CPU 6 1 はステップ 8 9 5 に進んで本ルーチンを一旦終了する。

以上、説明したように、本発明の第 1 実施形態に係る車両の運動制御装置によれば、推定車体速度 Vs0 が所定値 (45 km/h) 以上の場合には目標ヨーレイト Yrt (の絶対値) が車両の運動モデルから導かれる理論式に基いた理論値である上記基準ヨーレイト (の絶対値) 以下となるように設定され、推定車体速度 Vs0 が前記所定値未満の場合には目標ヨーレイト Yrt (の絶対値) が上記基準ヨーレイト (の絶対値) 以上となるように設定される。そして、実際のヨーレイト Yr が目標ヨーレイト Yrt に近づくように車両の各車輪の目標スリップ率 St**が設定され、各車輪の実際のスリップ率 Sa**が同目標スリップ率 St**になるように同各車輪のブレーキ力が制御される。従って、車両が旋回中であるとき、又は旋回を開始したとき、推定車体速度 Vs0 が所定値以上の場合には上記基準ヨーレイトが車両

に発生するように各車輪のブレーキ力が制御される場合に比して車体に過大なロール角が発生することが防止されて車両の安定性が確保された。一方、推定車体速度 V_{s0} が所定値未満の場合には上記基準ヨーレイトが車両に発生するように各車輪の制動力が制御される場合に比して車両の旋回トレース性能が向上した。

また、ステアリング角度 θ_s の絶対値が大きくなるほど上記基準ヨーレイトからの目標ヨーレイト Y_{rt} の偏移量が大きく設定されているので、低速走行時において車両の旋回トレース性能が低下する程度及び高速走行時において過大なロール角が発生する程度に応じて同車両の旋回トレース性能を向上させる程度及び同過大なロール角の発生を防止する程度が過不足なく設定され、車両の運動状態(旋回状態)がより理想に近い状態となった。

さらに、車両の実際のギヤ比「20」の代わりに同実際のギヤ比「20」から偏移する制御用ギヤ比 n を使用して上記理論式に基いて算出されるヨーレイトが目標ヨーレイト Y_{rt} として算出される。ここで、ギヤ比を変化させたときの車両の運動特性(旋回特性)の変化の程度を予め予想・推定することは比較的容易である。従って、本発明による車両の運動制御装置によれば、各種車両実験・車両シミュレーション等を通じて制御用ギヤ比 n の値をチューニング・決定するために必要となる時間を比較的短縮することができ、車両の運動制御装置の設計・開発段階における作業工数を低減することができた。

本発明は上記第1実施形態に限定されることはなく、本発明の範囲内において種々の変形例を採用することができる。例えば、上記第1実施形態においては、実際のヨーレイト Y_r を目標ヨーレイト Y_{rt} に近づけるための制御目標として車両の各車輪のスリップ率を使用しているが、例えば、各車輪のホイールシリンダ^{W*}内のブレーキ液圧等、各車輪に付与されるブレーキ力に応じて変化する物理量であればどのような物理量を制御目標としてもよい。

また、上記第1実施形態においては、実際のギヤ比「20」に代わりに制御用ギヤ比 n を使用することにより上記理論式に基いて目標ヨーレイト Y_{rt} を算出しているが、例えば、実際のスタビリティファクタ K_h (一定値) に代わりに同実際のスタビリティファクタ K_h の値から推定車体速度 V_{s0} 等に応じて偏移する制御用スタビリティファクタを設定・使用することにより上記理論式に基いて目標ヨーレ

イト Y_{rt} を算出してもよい。また、上記理論式において使用される車両の各諸元値は実際の諸元値をそのまま使用し、上記理論式において推定車体速度 V_{so} 等に応じて変化する新たなパラメータを追加・設定することにより目標ヨーレイト Y_{rt} を算出してもよい。

(第2実施形態)

次に、本発明の第2実施形態に係る車両の運動制御装置について説明する。この車両の運動制御装置 10 は、横加速度関連量としてヨーレイトの代わりに横加速度を使用する点、及び、目標横加速度（関連量）を算出する具体的手法において、第1実施形態に係る車両の運動制御装置 10 と異なっている。

この車両の運動制御装置は、ヨーレイトセンサ 54（図1を参照）の代わりに、車両に働く実際の加速度の車体左右方向の成分である横加速度を検出し、横加速度 G_y (m/s²) を示す信号を出力する実横加速度関連量取得手段としての横加速度センサ 54 を使用している。ここで、横加速度 G_y は、車両が左方向へ旋回しているときに正の値、車両が右方向へ旋回しているときに負の値となるように設定されている。

(第2実施形態に係る車両の運動制御の概要)

本発明の第2実施形態に係る車両の運動制御装置 10 は、車両の運動モデルから導かれる所定の規則としての理論式である下記(3)式に基いて基準横加速度 G_{ybase} (m/s²) を算出する。この基準横加速度 G_{ybase} は、車両が左方向へ旋回しているとき（ステアリング角度 θ_s (deg) が正の値のとき）に正の値、車両が右方向へ旋回しているとき（ステアリング角度 θ_s が負の値のとき）に負の値となるように設定される。なお、この理論式は、ステアリング角度及び車体速度が共に一定である状態で車両が旋回するとき（定常円旋回時）に車両に働く横加速度の理論値を算出する式である。

$$G_{ybase} = (V_{so}^2 \cdot \theta_s) / (n \cdot l) \cdot (1 / (1 + K_h \cdot V_{so}^2)) \quad \cdots (3)$$

上記(3)式において、 V_{so} は後述するように算出される推定車体速度 (m/s) である。また、 n は操舵輪 FL, FR の転舵角度の変化量に対するステアリング 21 の回

転角度の変化量の割合であるギヤ比（一定値）であり、 l は車体により決定される一定値である車両のホイールベース（m）であり、 K_h は車体により決定される一定値であるスタビリティファクタ（ s^2/m^2 ）である。

次に、本装置は、上記(3)式により得られた基準横加速度 Gy_{base} の絶対値と、同基準横加速度 Gy_{base} の絶対値と目標横加速度 Gy_t の絶対値との関係を表す図9に示したテーブルとに基いて目標横加速度 Gy_t (m/s²)を算出する。この目標横加速度 Gy_t の絶対値は、図9に示すように、基準横加速度 Gy_{base} の絶対値よりも所定の偏移量だけ小さくなるように設定されるとともに、この所定の偏移量は基準横加速度 Gy_{base} の絶対値が大きくなるほど大きくなるように設定される。また、目標横加速度 Gy_t の絶対値は、「0. 7」（後述する目標横加速度制限値 $Gy_{tlimit}(H/T)$ ）を超えないように設定される。

目標横加速度 Gy_t の符号は、基準横加速度 Gy_{base} の符号と同一の符号となる。従って、例えば、基準横加速度 Gy_{base} の値が 0. 7 (m/s²)であるとき、目標横加速度 Gy_t は 0. 6 (m/s²)として計算され、基準横加速度 Gy_{base} の値が-0. 7 (m/s²)であるとき、目標横加速度 Gy_t は-0. 6 (m/s²)として計算される。

一方、本装置は、下記(4)式に基いて、現時点で走行している路面の路面摩擦係数 μ を推定する。

$$\mu = (DV_{s0}^2 + Gy^2)^{1/2} \quad \dots (4)$$

上記(4)式において、 DV_{s0} は後述するように算出される推定車体加速度 (m/s²) であり、 Gy は上述したように横加速度センサ 5 4 により得られる実際の横加速度 (m/s²) である。

また、本装置は、上記(4)式により推定した路面摩擦係数 μ の値と、路面摩擦係数 μ と同路面摩擦係数 μ に基づく目標横加速度制限値 $Gy_{tlimit}(\mu)$ (m/s²)との関係を表す図10に示したテーブルとに基いて路面摩擦係数 μ に基づく目標横加速度制限値 $Gy_{tlimit}(\mu)$ を算出する。このとき、図10に示すように、目標横加速度制限値 $Gy_{tlimit}(\mu)$ は正の値であって路面摩擦係数 μ が大きくなるほど線形的に大きくなるように算出される。この図10に示した特性線図の勾配は、路面

摩擦係数 μ の値に応じてその時点で車両に発生し得る実際の横加速度の最大値近傍の値を各種実験等により求めることにより決定される。

加えて、本装置は、図 11 に示すように、左右後輪 RR, RL の各タイヤ踏面の路面との接触面の中心間の車体左右方向の距離であるホイールトレッドを T、車両の重心 G_r と路面との鉛直方向の距離である重心高さを H とすると、車体により決定される一定値である「重心高さ-トレッド比 H/T 」(ホイールトレッド T に対する重心高さ H の割合) の値と、「重心高さ-トレッド比 H/T 」と同「重心高さ-トレッド比 H/T 」に基づく目標横加速度制限値 $Gyt\text{limit}(H/T)$ (m/s^2) との関係を表す図 12 に示したテーブルとに基いて「重心高さ-トレッド比 H/T 」に基づく目標横加速度制限値 $Gyt\text{limit}(H/T)$ を予め算出している。

図 12 に示すように、目標横加速度制限値 $Gyt\text{limit}(H/T)$ は正の値であって「重心高さ-トレッド比 H/T 」が大きくなるほど小さくなるように算出される。「重心高さ-トレッド比 H/T 」が大きくなるほど同一の横加速度に対するロール角が大きくなるからである。この図 12 に示した特性線図は、「重心高さ-トレッド比 H/T 」の値を考慮したとき車体に発生したとしても同車体に過大なロール角が発生することがないような実際の横加速度の範囲内の最大値近傍の値を各種実験等により求めることにより決定される。

ここにおいて、「重心高さ-トレッド比 H/T 」は、車両に発生するロール角の大きさに影響を与える同車両の実際の諸元値に対応している。本例では、目標横加速度制限値 $Gyt\text{limit}(H/T)$ は上述したように「0.7」に設定されており、図 9 に示すように、目標横加速度 Gyt の絶対値が「0.7」を超えることはない。

そして、本装置は、上記のように算出した目標横加速度 Gyt の絶対値が、上記路面摩擦係数 μ に基づく目標横加速度制限値 $Gyt\text{limit}(\mu)$ より大きいとき、目標横加速度 Gyt の絶対値が目標横加速度制限値 $Gyt\text{limit}(\mu)$ になるように目標横加速度 Gyt を制限する。

次に、本装置は、下記(5)式に基いて、上述したように計算した目標横加速度 Gyt の絶対値と横加速度センサ 5 4 により得られる実際の横加速度 Gy の絶対値との偏差である横加速度偏差 ΔGy (m/s^2) を算出する。

$$\Delta Gy = |Gyt| - |Gy| \quad \cdots (5)$$

そして、この横加速度偏差 ΔGy の値が正の値であるとき、車両は目標横加速度 Gyt が同車両に発生していると仮定したときの旋回半径よりも同旋回半径が大きくなる状態（即ち、アンダーステア状態）にあるので、本装置は、アンダーステア状態を抑制するためのアンダーステア抑制制御を実行する。具体的には、本装置は、旋回方向内側の後輪に上記横加速度偏差 ΔGy の値に応じた所定のブレーキ力を発生させて車両に対して旋回方向と同一方向のヨーイングモーメントを強制的に発生させる。これにより、実際の横加速度 Gy の絶対値が大きくなり、実際の横加速度 Gy が目標横加速度 Gyt に近づくように制御される。

また、横加速度偏差 ΔGy の値が負の値であるとき、車両は目標横加速度 Gyt が同車両に発生していると仮定したときの旋回半径よりも同旋回半径が小さくなる状態（即ち、オーバーステア状態）にあるので、本装置は、オーバーステア状態を抑制するためのオーバーステア抑制制御を実行する。具体的には、本装置は、旋回方向外側の前輪に上記横加速度偏差 ΔGy の値に応じた所定のブレーキ力を発生させて車両に対して旋回方向と反対方向のヨーイングモーメントを強制的に発生させる。これにより、実際の横加速度 Gy の絶対値が小さくなり、実際の横加速度 Gy が目標横加速度 Gyt に近づくように制御される。

このようにして、アンダーステア抑制制御又はオーバーステア抑制制御（即ち、制動操舵制御）を実行することにより、本装置は、各車輪に付与すべきブレーキ力を制御して実際の横加速度 Gy が上記のように計算される目標横加速度 Gyt に近づく方向に車両に対して所定のヨーイングモーメントを発生させる。また、制動操舵制御を実行する際に、後述するアンチスキッド制御、前後制動力配分制御、及びトラクション制御のうちのいずれか一つも併せて実行する必要があるとき、本装置は、同いずれか一つの制御を実行するために各車輪に付与すべきブレーキ力をも考慮して各車輪に付与すべきブレーキ力を最終的に決定する。以上が、本発明の第2実施形態に係る車両の運動制御の概要である。

（第2実施形態の実際の作動）

次に、第2実施形態に係る車両の運動制御装置10の実際の作動について説明

する。この装置のCPU61は、第1実施形態のCPU61が実行する図4～図6に示したルーチンに代えて、図13～図15にフローチャートにより示したルーチンを実行するとともに、第1実施形態のCPU61が実行する図7及び図8に示したルーチンと同一のルーチンを実行する。以下、第2実施形態に特有のルーチンについて、順に説明する。

CPU61は、図13に示した車輪速度Vw**等の計算を行うルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行している。従って、所定のタイミングになると、CPU61はステップ1300から処理を開始し、図4のステップ405～415と同一のステップ1305～1315の処理を順に実行する。

次に、CPU61はステップ1320に進んで、下記(6)式に基いて推定車体速度Vs0の時間微分値である推定車体加速度DVs0を算出する。

$$DVs0 = (Vs0 - Vs01) / \Delta t \quad \cdots (6)$$

上記(6)式において、Vs01は前回の本ルーチン実行時にステップ1310にて算出した前回の推定車体速度であり、 Δt は本ルーチンの演算周期である上記所定時間である。

そして、CPU61はステップ1325に進み、ステップ1320にて算出した推定車体加速度DVs0の値と、横加速度センサ54により得られる実際の横加速度Gyの値と、上記(4)式の右辺に対応するステップ1325内に記載した式に基いて路面摩擦係数 μ を推定する。ここで、ステップ1325は、路面摩擦係数取得手段に対応している。

なお、ステップ1325における計算に使用される推定車体加速度DVs0の値及び実際の横加速度Gyの値として、それぞれ、所定回前の本ルーチン実行時から今回の本ルーチン実行時までに取得された値のうちの最大値を採用してもよい。そして、CPU61はステップ1395に進んで本ルーチンを一旦終了する。

次に、横加速度偏差の算出について説明すると、CPU61は図14に示したルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行している。従って、所定のタイミングになると、CPU61はステップ1400から処理を開始し、ステップ140

5に進んで、ステアリング角度センサ52により得られるステアリング角度 θ_s の値と、図13のステップ1310にて算出した推定車体速度 V_{s0} の値と、上記(3)式の右辺に対応するステップ1405内に記載した式とに基いて基準横加速度 G_{base} を算出する。

次に、CPU61はステップ1410に進み、ステップ1405にて算出した基準横加速度 G_{base} の絶対値と、上述した図9に示したテーブルと同一のテーブルであるステップ1410内に記載したテーブルとに基いて目標横加速度 G_{t1} の絶対値を算出するとともに、目標横加速度 G_{t1} の絶対値に基準横加速度 G_{base} の符号を付した値を目標横加速度 G_{t1} として算出する。ここで、ステップ1410は、目標横加速度関連量算出手段に対応している。

次いで、CPU61はステップ1415に進み、図13のステップ1325にて推定した路面摩擦係数 μ の値と、上述した図10に示したテーブルと同一のテーブルであるステップ1415内に記載したテーブルとに基いて正の値である路面摩擦係数 μ に基く目標横加速度制限値 $G_{t1limit}(\mu)$ を算出する。

次に、CPU61はステップ1420に進んで、ステップ1410にて算出した目標横加速度 G_{t1} の絶対値が、ステップ1415にて算出した路面摩擦係数 μ に基く目標横加速度制限値 $G_{t1limit}(\mu)$ 以下であるか否かを判定する。そして、目標横加速度 G_{t1} の絶対値が目標横加速度制限値 $G_{t1limit}(\mu)$ を超えていれば、CPU61はステップ1420にて「No」と判定してステップ1425に進み、目標横加速度制限値 $G_{t1limit}(\mu)$ に現時点での目標横加速度 G_{t1} の符号を付した値を目標横加速度 G_{t1} として格納した後ステップ1430に進む。一方、ステップ1420の判定において、目標横加速度 G_{t1} の絶対値が目標横加速度制限値 $G_{t1limit}(\mu)$ 以下であればステップ1420にて「Yes」と判定して直接ステップ1430に進む。ここで、ステップ1425は、目標横加速度関連量制限手段に対応している。

次いで、CPU61はステップ1430に進んで、目標横加速度 G_{t1} の値と、横加速度センサ54により得られる実際の横加速度 G_y の値と、上記(5)式の右辺に対応するステップ1430内に記載した式とに基いて横加速度偏差 ΔG_y を算出する。そして、CPU61はステップ1495に進んで本ルーチンを一旦終了

する。

次に、上記した制動操舵制御のみを実行する際に各車輪に付与すべきブレーキ力を決定するために必要となる各車輪の目標スリップ率の算出について説明すると、CPU 61 は図 15 に示したルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行している。

図 15 に示したルーチンにおけるステップ 1500～1555, 1595 は、図 6 に示したルーチンのステップ 600～655, 695 にそれぞれ対応したものであって、図 15 に示したルーチンは、ヨーレイト Y_r 、ヨーレイト偏差 ΔY_r に代えて、横加速度 G_y 、横加速度偏差 ΔG_y をそれぞれ使用する点以外においては、図 6 に示したルーチンとほぼ同一である。従って、ここでは、図 15 に示したルーチンについての詳細な説明は省略する。

以上、説明したように、本発明の第 2 実施形態に係る車両の運動制御装置によれば、目標横加速度 G_{yt} (の絶対値) が車両の運動モデルから導かれる理論式に基いた理論値である上記基準横加速度 G_{ybase} (の絶対値) 以下となるように設定される。そして、実際の横加速度 G_y が目標横加速度 G_{yt} に近づくように車両の各車輪の目標スリップ率 S_{t**} が設定され、各車輪の実際のスリップ率 S_{a**} が同目標スリップ率 S_{t**} になるように各車輪のブレーキ力が制御される。従って、例えば、ドライバーが急なステアリング操作を行った場合等、車両が急旋回を開始して実際の横加速度 G_y が増大する傾向にあるとき、車両に対して実際の横加速度 G_y の大きさが低減する方向にヨーイングモーメントを発生させることにより実際の横加速度 G_y の大きさが上記基準横加速度 G_{ybase} よりも小さい量まで直ちに低減されるので、車体に過大なロール角が発生することにより車両の旋回状態が不安定になることが防止された。

また、基準横加速度 G_{ybase} の絶対値が大きくなるほど上記基準横加速度 G_{ybase} からの目標横加速度 G_{yt} の偏移量が大きく設定されているので、車体に過大なロール角が発生しやすくなる程度に応じて車体に過大なロール角が発生することを防止する程度が過不足なく設定され、車両の運動状態 (旋回状態) がより理想に近い状態となった。

また、目標横加速度 G_{yt} の絶対値が、ホイールトレッド T に対する車両の重心

Gr と路面との鉛直方向の距離である重心高さ H の割合である「重心高さ-トレッド比 H/T 」を考慮したとき車体に過大なロール角が発生し得ないような横加速度の範囲内の値になるように設定されるので、車体に過大なロール角が発生することがより確実に防止された。

また、上記目標横加速度 Gyt の絶対値が路面摩擦係数 μ に応じて設定される目標横加速度制限値 $Gytlimit(\mu)$ より大きいとき、目標横加速度 Gyt の絶対値が目標横加速度制限値 $Gytlimit(\mu)$ になるように目標横加速度 Gyt が制限される。従って、目標横加速度 Gyt の絶対値が路面摩擦係数 μ の値に依存するその時点で車両に発生し得る横加速度の範囲内の値に制限されるので、路面摩擦係数 μ が小さい路面を車両が旋回走行する際に目標横加速度 Gyt と実際の横加速度 Gy との偏差が過度に大きくなることがなく、その結果、各車輪に過度の制動力が発生して車両が不安定になることが防止された。

本発明は上記第 2 実施形態に限定されることはなく、本発明の範囲内において種々の変形例を採用することができる。例えば、上記実施形態においては、実際の横加速度 Gy を目標横加速度 Gyt に近づけるための制御目標として車両の各車輪のスリップ率を使用しているが、例えば、各車輪のホイールシリンダ^{W**}内のブレーキ液圧等、各車輪に付与されるブレーキ力に応じて変化する物理量であればどのような物理量を制御目標としてもよい。

また、上記実施形態においては、路面摩擦係数 μ に基く目標横加速度制限値 $Gytlimit(\mu)$ は図 4 に示すように路面摩擦係数 μ が大きくなるほど線形的に大きくなるように算出されるが、路面摩擦係数 μ が大きくなるほど目標横加速度制限値 $Gytlimit(\mu)$ が大きくなるように設定されれば、路面摩擦係数 μ と目標横加速度制限値 $Gytlimit(\mu)$ との関係はどのような関係であってもよい。

請求の範囲

1. 車両の車体速度を取得する車体速度取得手段と、
前記車両の操舵輪の転舵角を変更するステアリングの操作量を取得するステアリング操作量取得手段と、
前記車両の旋回の程度を示す横加速度関連量の実際量を実横加速度関連量として取得する実横加速度関連量取得手段と、
少なくとも前記車体速度及び前記ステアリング操作量に基づいて予め定められた所定の規則に従って決定される前記横加速度関連量の基準量である基準横加速度関連量に対し、車体に過大なロール角が発生しないように偏移させた量を目標横加速度関連量として算出する目標横加速度関連量算出手段と、
前記実横加速度関連量が前記目標横加速度関連量に近づくように前記車両の前輪及び後輪の各車輪に付与される制動力を制御する制動力制御手段と、
を備えた車両の運動制御装置。
2. 請求の範囲1に記載の車両の運動制御装置において、
前記目標横加速度関連量算出手段は、前記基準横加速度関連量に対し、前記車体速度に応じて偏移した量を前記目標横加速度関連量として算出するように構成された車両の運動制御装置。
3. 請求の範囲2に記載の車両の運動制御装置において、
前記目標横加速度関連量算出手段は、
前記車体速度が所定値以上であるとき、前記目標横加速度関連量の絶対値が前記基準横加速度関連量の絶対値以下となるように同車体速度に応じて前記目標横加速度関連量を算出するとともに、
前記車体速度が前記所定値未満であるとき、前記目標横加速度関連量の絶対値が前記基準横加速度関連量の絶対値以上となるように同車体速度に応じて前記目標横加速度関連量を算出するように構成された車両の運動制御装置。

4. 請求の範囲 3 に記載の車両の運動制御装置において、

前記目標横加速度関連量算出手段は、前記基準横加速度関連量に対して前記目標横加速度関連量が偏移する量を前記ステアリング操作量に応じて変更するよう構成された車両の運動制御装置。

5. 請求の範囲 2 乃至請求の範囲 4 のいずれか一項に記載の車両の運動制御装置において、

前記所定の規則は、前記車両の旋回特性に影響を与える同車両の実際の諸元値に基づいて前記基準横加速度関連量を決定するように構成されており、

前記目標横加速度関連量算出手段は、前記実際の諸元値の代わりに前記車体速度又は同車体速度及び前記ステアリング操作量に応じて同実際の諸元値から偏移する制御用諸元値に基づいて前記所定の規則に従って決定される前記基準横加速度関連量を前記目標横加速度関連量として算出するように構成された車両の運動制御装置。

6. 請求の範囲 1 に記載の車両の運動制御装置において、

前記目標横加速度関連量算出手段は、

前記目標横加速度関連量の絶対値が、前記基準横加速度関連量の絶対値以下となるように同目標横加速度関連量を算出するよう構成された車両の運動制御装置。

7. 請求の範囲 6 に記載の車両の運動制御装置において、

前記目標横加速度関連量算出手段は、前記基準横加速度関連量に対して前記目標横加速度関連量が偏移する量を同基準横加速度関連量の絶対値に応じて変更するよう構成された車両の運動制御装置。

8. 請求の範囲 6 又は請求の範囲 7 に記載の車両の運動制御装置において、

前記目標横加速度関連量算出手段は、前記目標横加速度関連量の絶対値が前記車両に発生するロール角の大きさに影響を与える同車両の実際の諸元値に応じて

設定される目標横加速度関連量制限値を超えないように同目標横加速度関連量を算出するように構成された車両の運動制御装置。

9. 請求の範囲 6 又は請求の範囲 7 に記載の車両の運動制御装置であって、前記車両が走行している路面と同車両のタイヤとの間の摩擦係数である路面摩擦係数を取得する路面摩擦係数取得手段と、前記路面摩擦係数に応じて目標横加速度関連量制限値を設定するとともに前記目標横加速度関連量の絶対値が同目標横加速度関連量制限値より大きいとき同目標横加速度関連量の絶対値が同目標横加速度関連量制限値になるように同目標横加速度関連量を制限する目標横加速度関連量制限手段を備えた車両の運動制御装置。

補正書の請求の範囲

[2003年12月26日(26.12.03)国際事務局受理：出願当初の請求の範囲1及び2は取り下げられた；出願当初の請求の範囲3,5及び6は補正された；他の請求の範囲は変更なし。(3頁)]

1. (削除)

2. (削除)

3. (補正後) 車両の車体速度を取得する車体速度取得手段と、

前記車両の操舵輪の転舵角を変更するステアリングの操作量を取得するステアリング操作量取得手段と、

前記車両の旋回の程度を示す横加速度関連量の実際量を実横加速度関連量として取得する実横加速度関連量取得手段と、

前記横加速度関連量の目標量である目標横加速度関連量の絶対値が、前記車体速度が所定値以上であるとき、少なくとも前記車体速度及び前記ステアリング操作量に基づいて予め定められた所定の規則に従って決定される前記横加速度関連量の基準量である基準横加速度関連量の絶対値以下となるように同車体速度に応じて前記目標横加速度関連量を算出するとともに、前記車体速度が前記所定値未満であるとき、前記基準横加速度関連量の絶対値以上となるように同車体速度に応じて前記目標横加速度関連量を算出する目標横加速度関連量算出手段と、

前記実横加速度関連量が前記目標横加速度関連量に近づくように前記車両の前輪及び後輪の各車輪に付与される制動力を制御する制動力制御手段と、

を備えた車両の運動制御装置。

4. 請求の範囲 3 に記載の車両の運動制御装置において、

前記目標横加速度関連量算出手段は、前記基準横加速度関連量に対して前記目標横加速度関連量が偏移する量を前記ステアリング操作量に応じて変更するよう構成された車両の運動制御装置。

5. (補正後) 請求の範囲 3 又は請求の範囲 4 に記載の車両の運動制御装置において、

前記所定の規則は、前記車両の旋回特性に影響を与える同車両の実際の諸元値に基づいて前記基準横加速度関連量を決定するように構成されており、

前記目標横加速度関連量算出手段は、前記実際の諸元値の代わりに前記車体速度又は同車体速度及び前記ステアリング操作量に応じて同実際の諸元値から偏移する制御用諸元値に基づいて前記所定の規則に従って決定される前記基準横加速度関連量を前記目標横加速度関連量として算出するように構成された車両の運動制御装置。

6. (補正後) 車両の車体速度を取得する車体速度取得手段と、

前記車両の操舵輪の転舵角を変更するステアリングの操作量を取得するステアリング操作量取得手段と、

前記車両の旋回の程度を示す横加速度関連量の実際量を実横加速度関連量として取得する実横加速度関連量取得手段と、

前記横加速度関連量の目標量である目標横加速度関連量の絶対値が、少なくとも前記車体速度及び前記ステアリング操作量に基づいて予め定められた所定の規則に従って決定される前記横加速度関連量の基準量である基準横加速度関連量の絶対値以下となるように同目標横加速度関連量を算出する目標横加速度関連量算出手段と、

前記実横加速度関連量が前記目標横加速度関連量に近づくように前記車両の前輪及び後輪の各車輪に付与される制動力を制御する制動力制御手段と、
を備えた車両の運動制御装置。

7. 請求の範囲 6 に記載の車両の運動制御装置において、

前記目標横加速度関連量算出手段は、前記基準横加速度関連量に対して前記目標横加速度関連量が偏移する量を同基準横加速度関連量の絶対値に応じて変更するように構成された車両の運動制御装置。

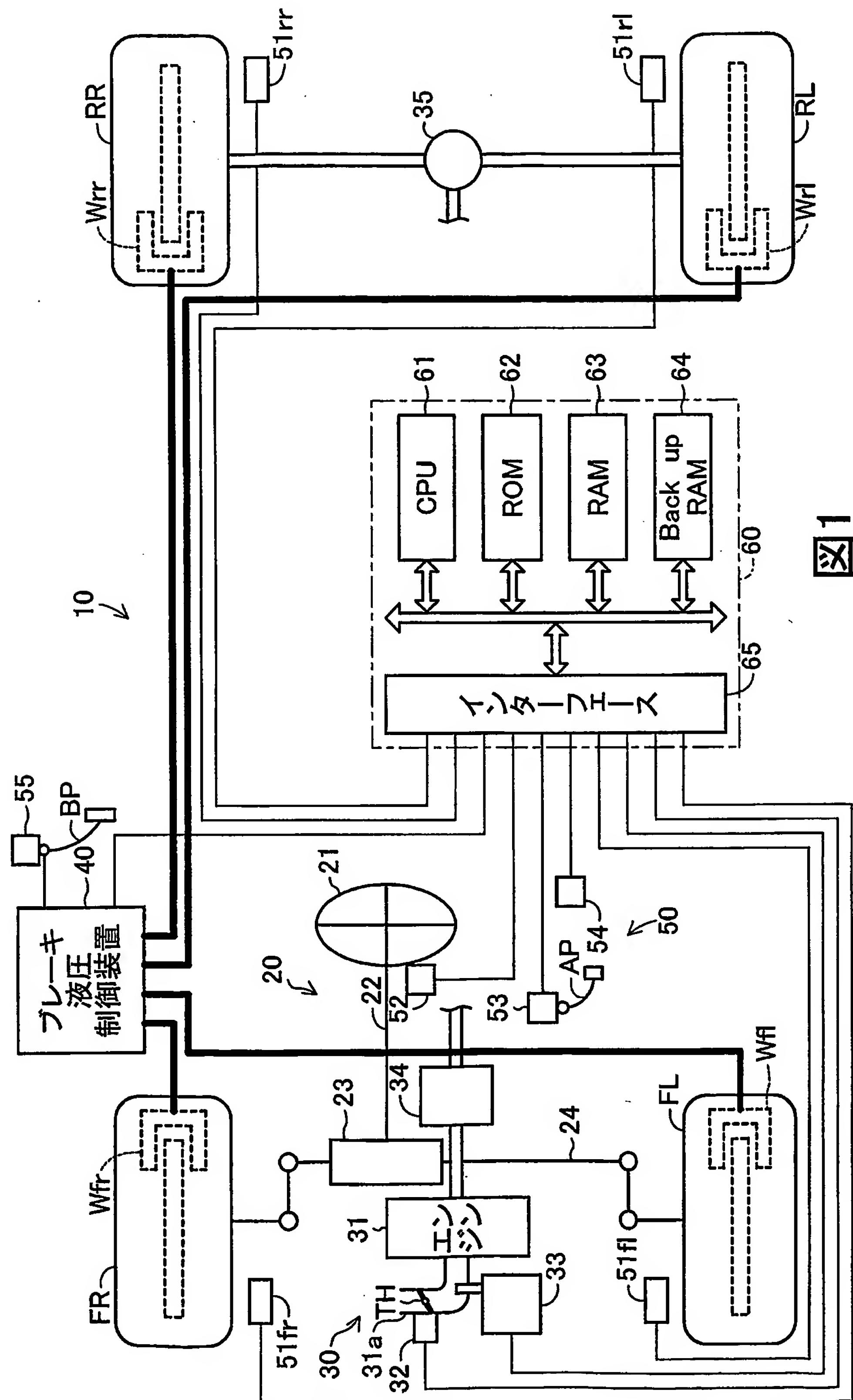
8. 請求の範囲 6 又は請求の範囲 7 に記載の車両の運動制御装置において、

前記目標横加速度関連量算出手段は、前記目標横加速度関連量の絶対値が前記車両に発生するロール角の大きさに影響を与える同車両の実際の諸元値に応じて設定される目標横加速度関連量制限値を超えないように同目標横加速度関連量を算出するように構成された車両の運動制御装置。

9. 請求の範囲 6 又は請求の範囲 7 に記載の車両の運動制御装置であって、

前記車両が走行している路面と同車両のタイヤとの間の摩擦係数である路面摩擦係数を取得する路面摩擦係数取得手段と、

前記路面摩擦係数に応じて目標横加速度関連量制限値を設定するとともに前記目標横加速度関連量の絶対値が同目標横加速度関連量制限値より大きいとき同目標横加速度関連量の絶対値が同目標横加速度関連量制限値になるように同目標横加速度関連量を制限する目標横加速度関連量制限手段を備えた車両の運動制御装置。



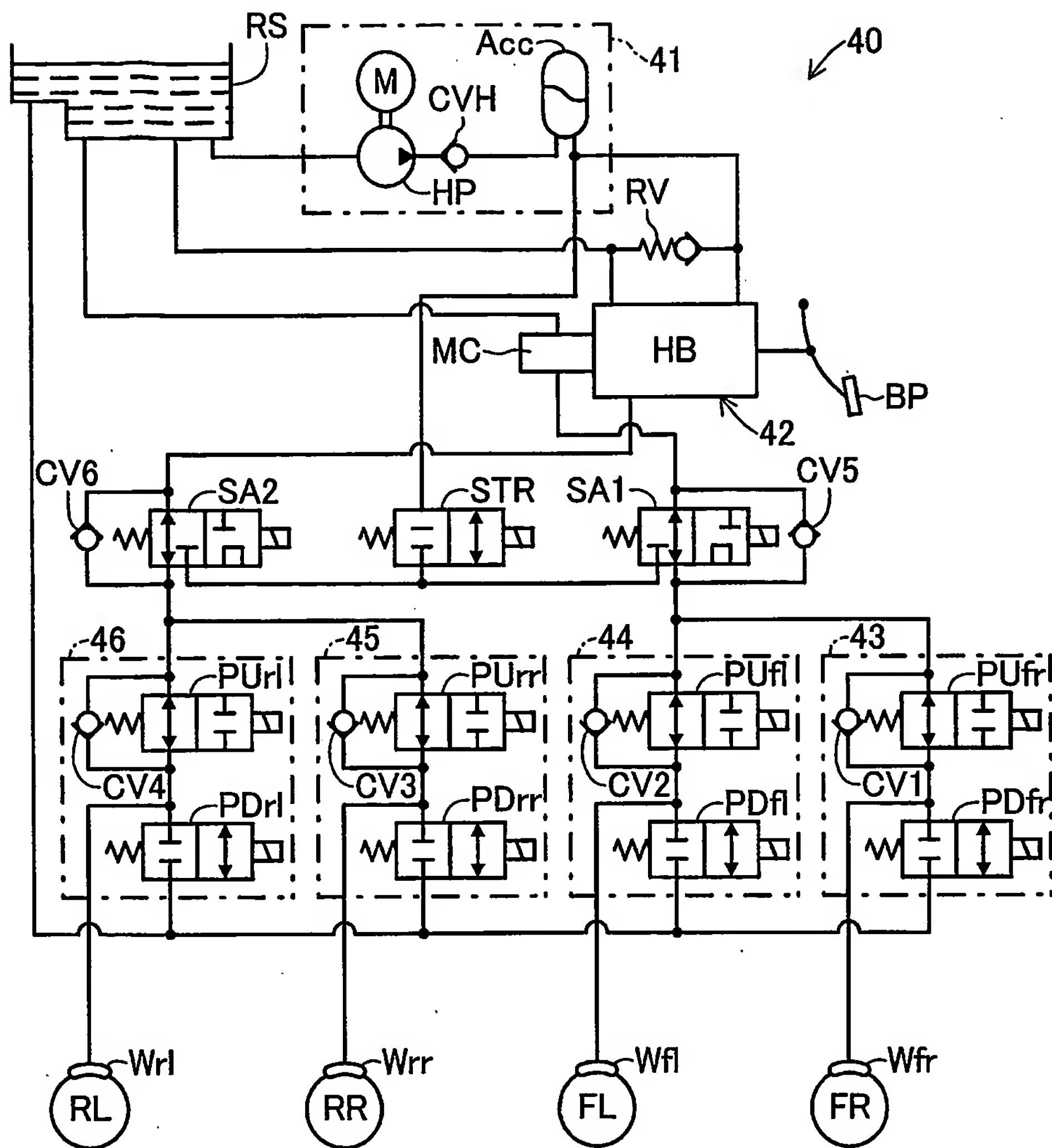


図2

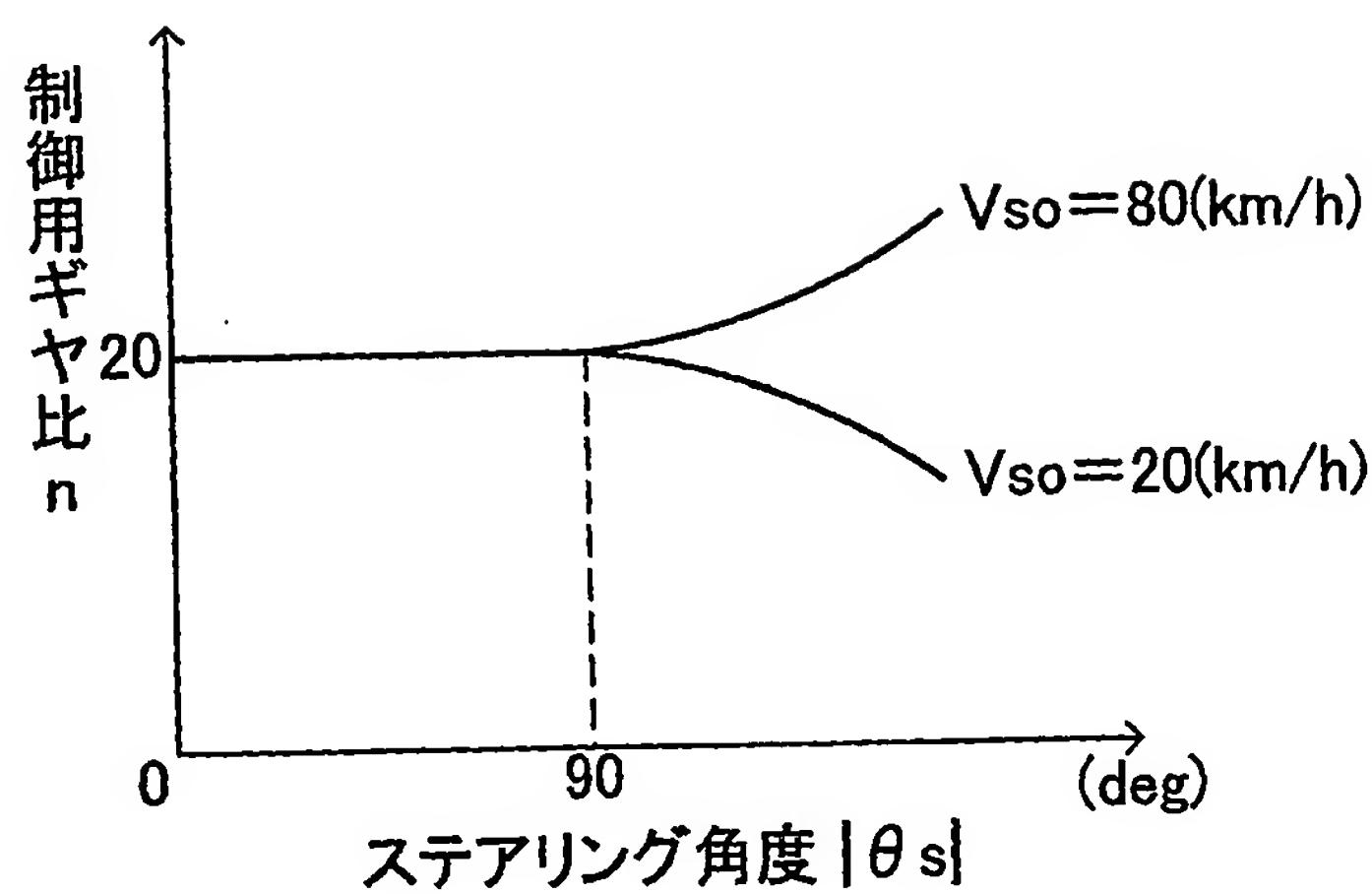


図3

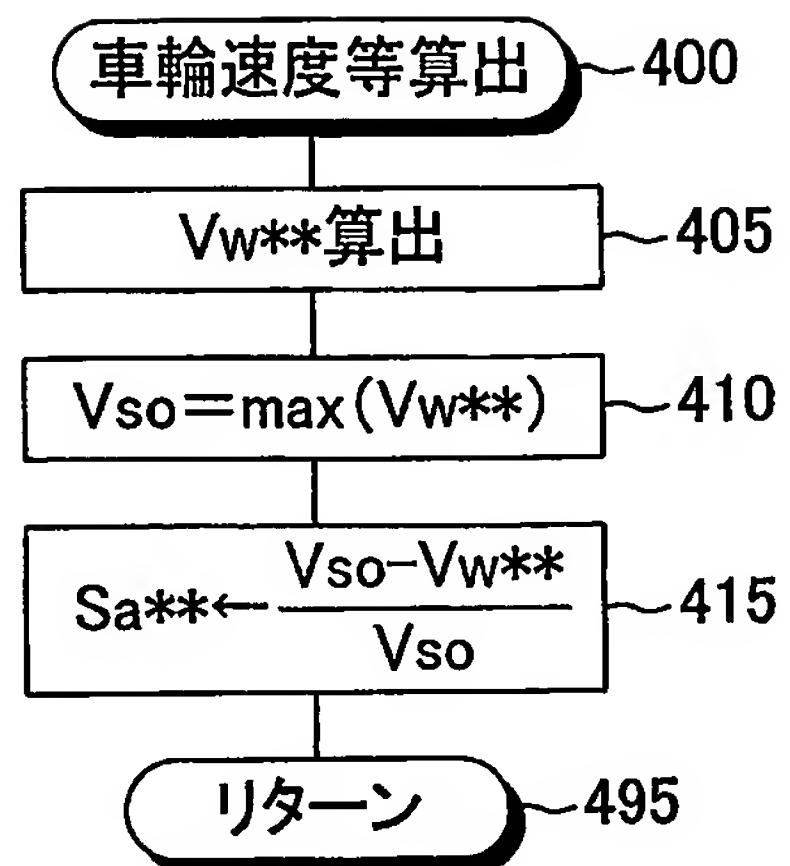


図4

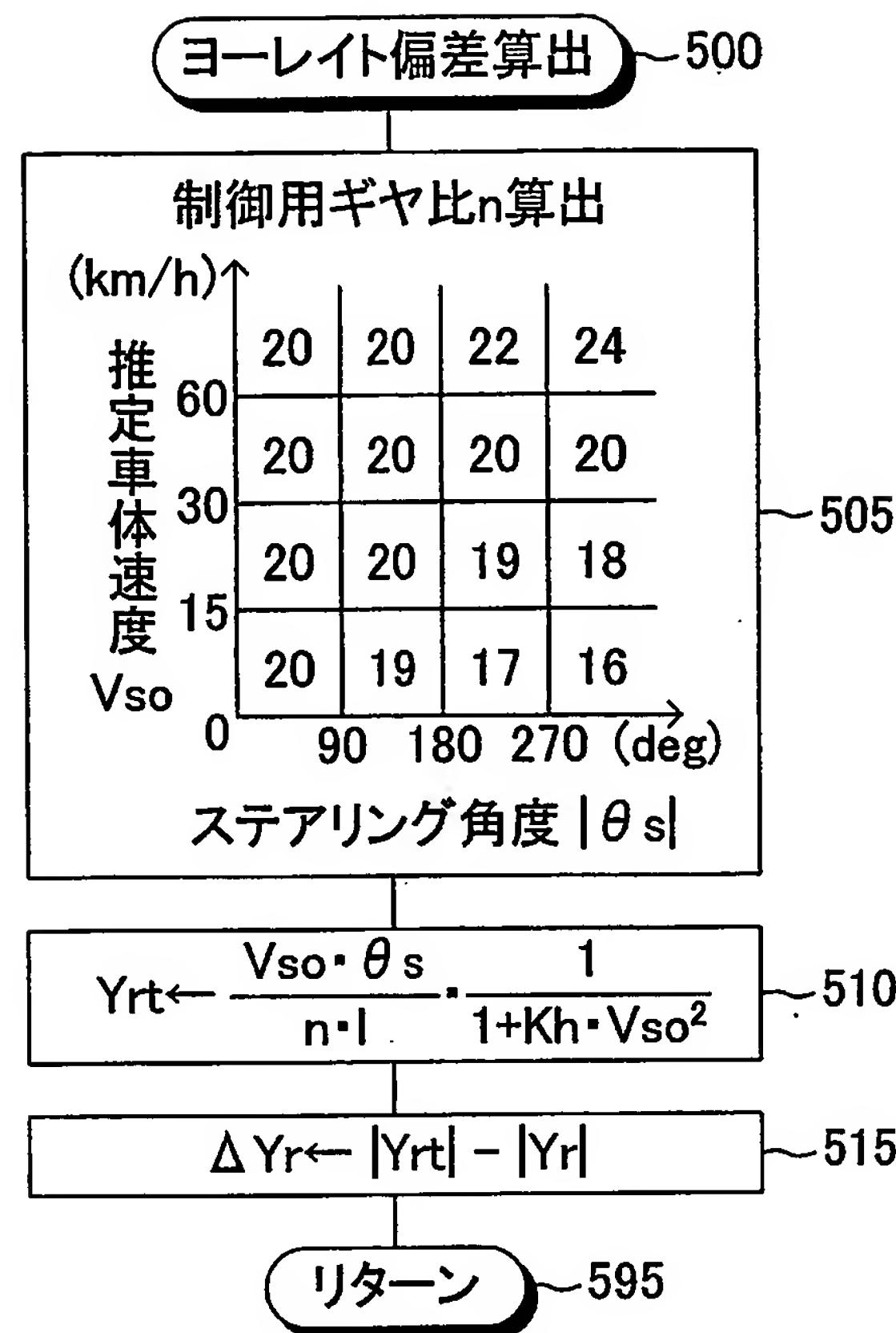


図5

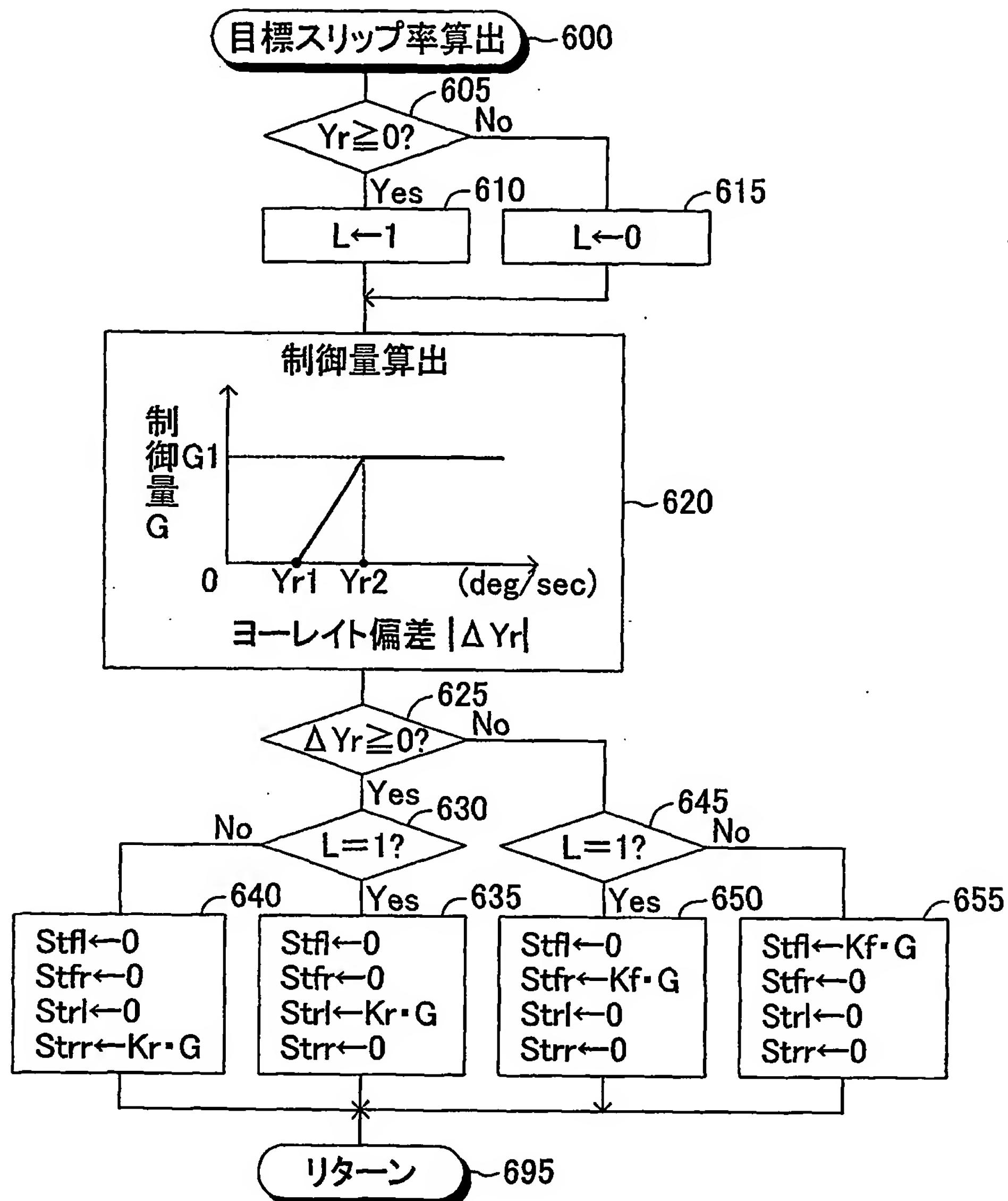


図6

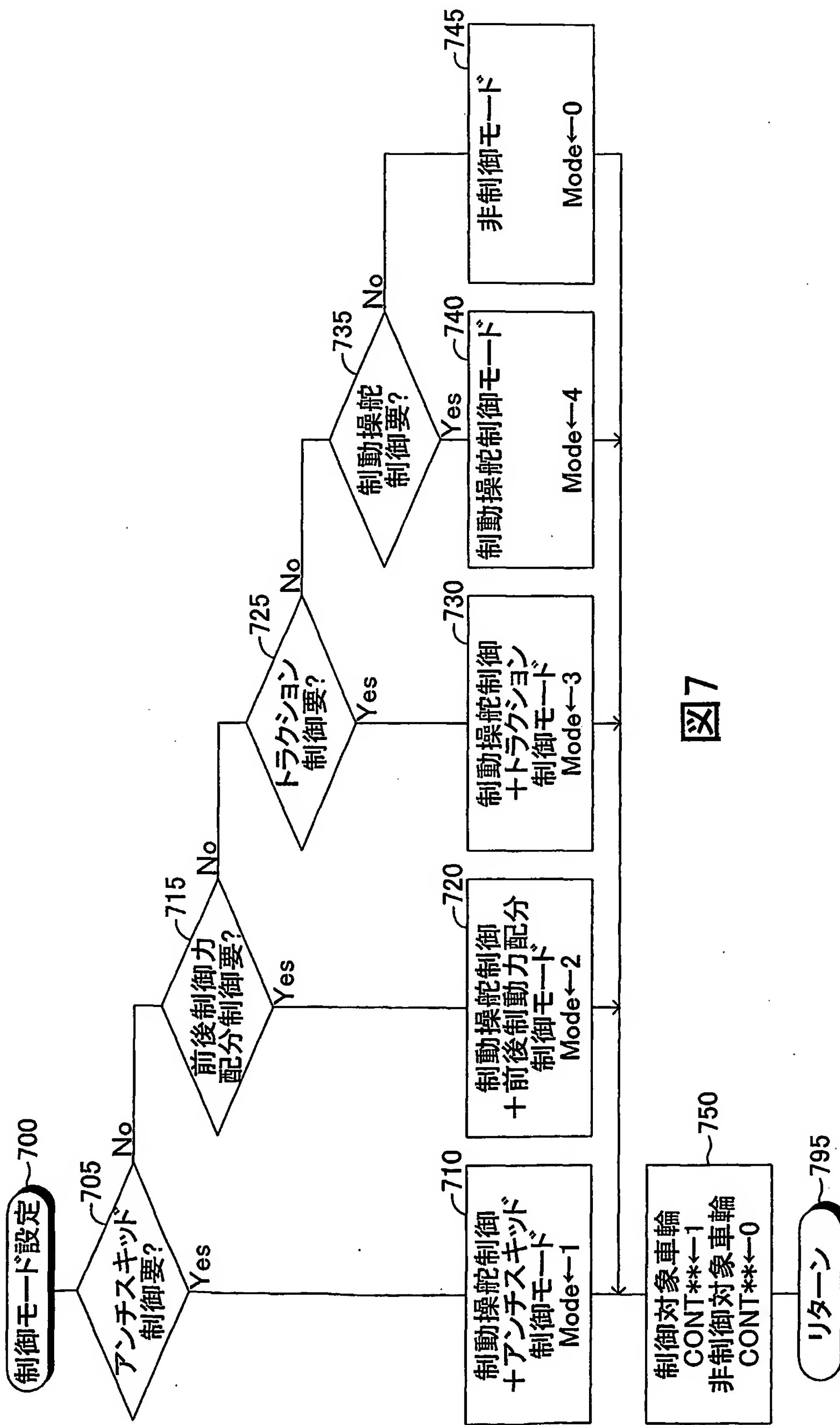


図7

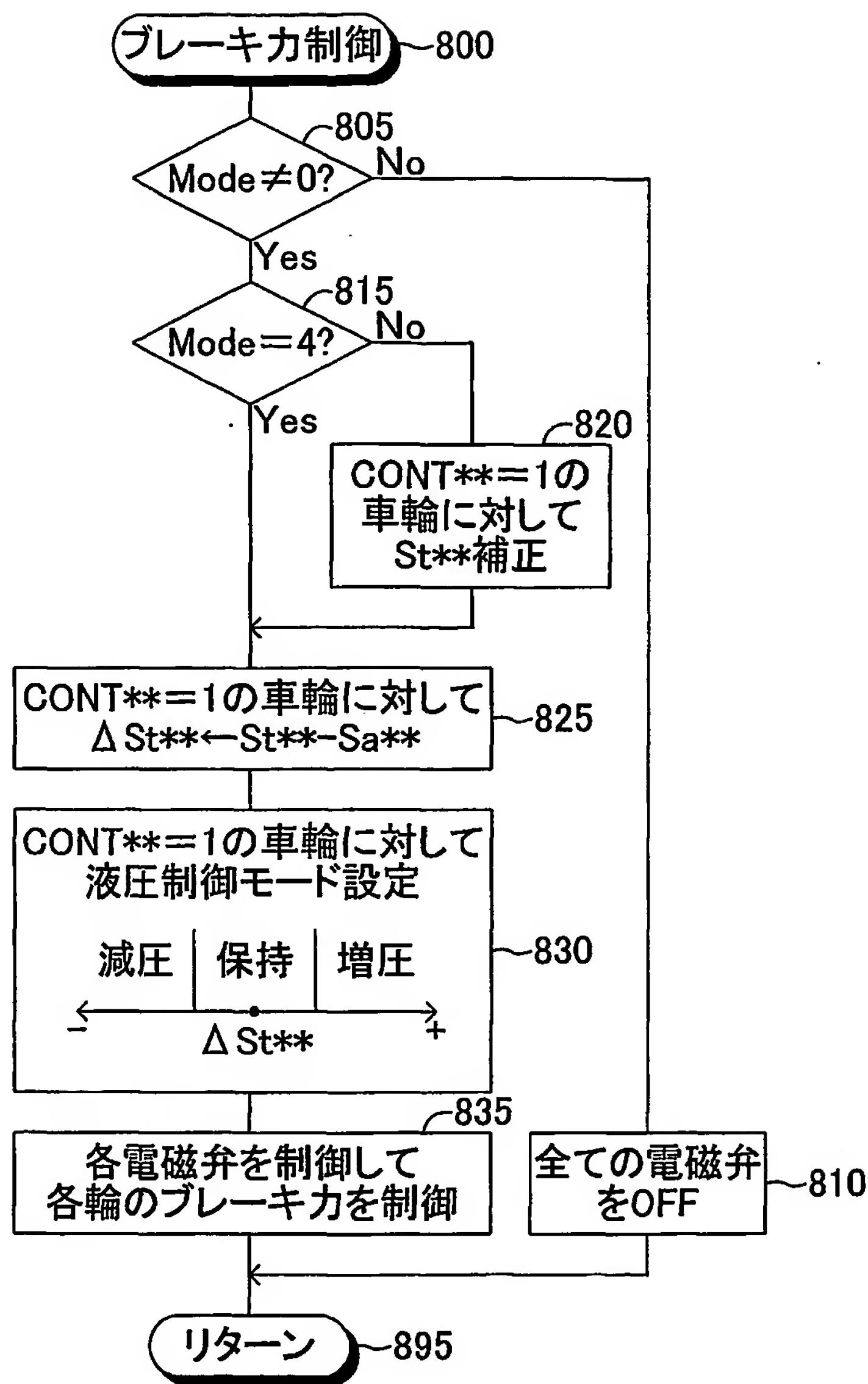


図8

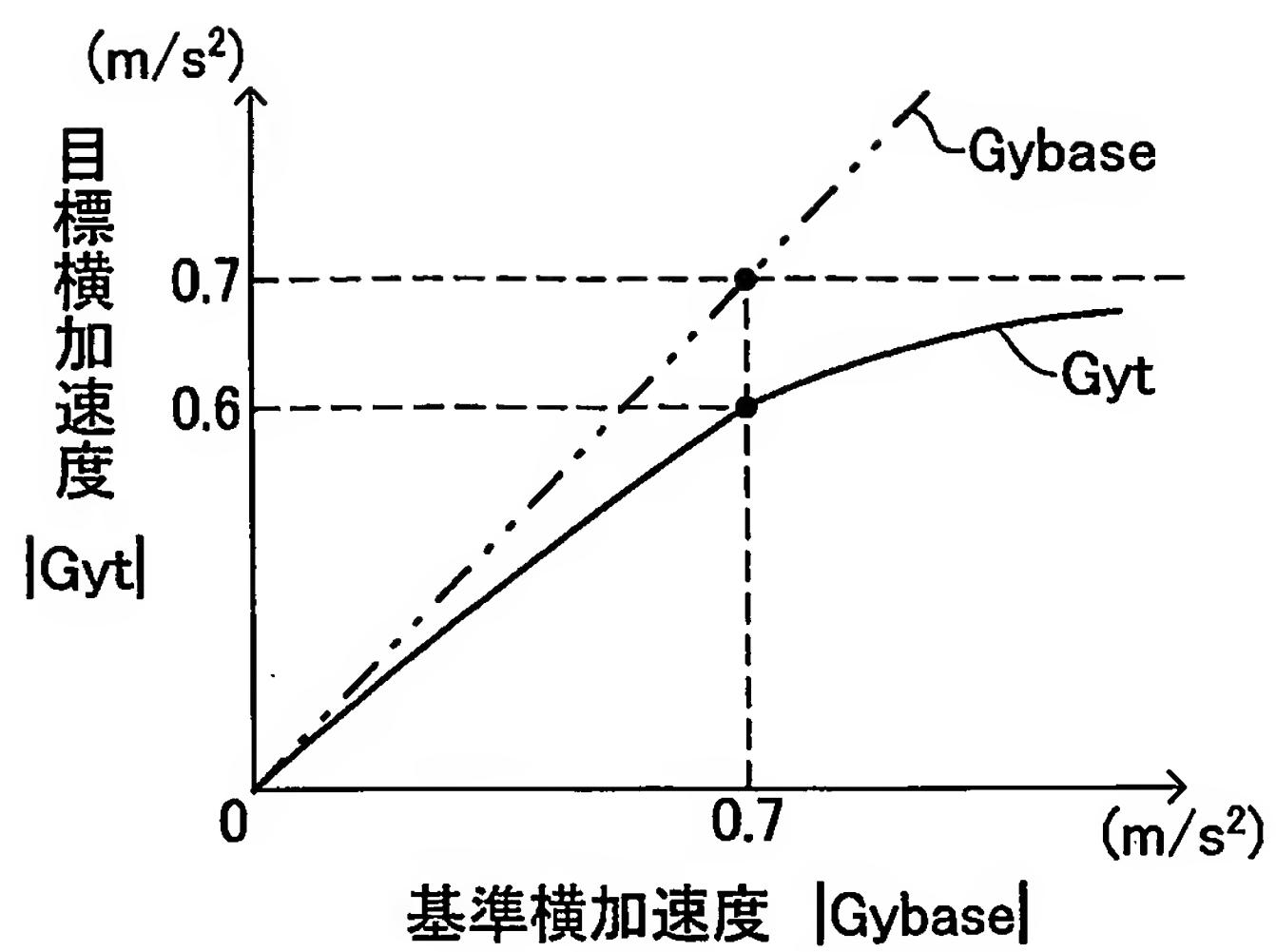


図9

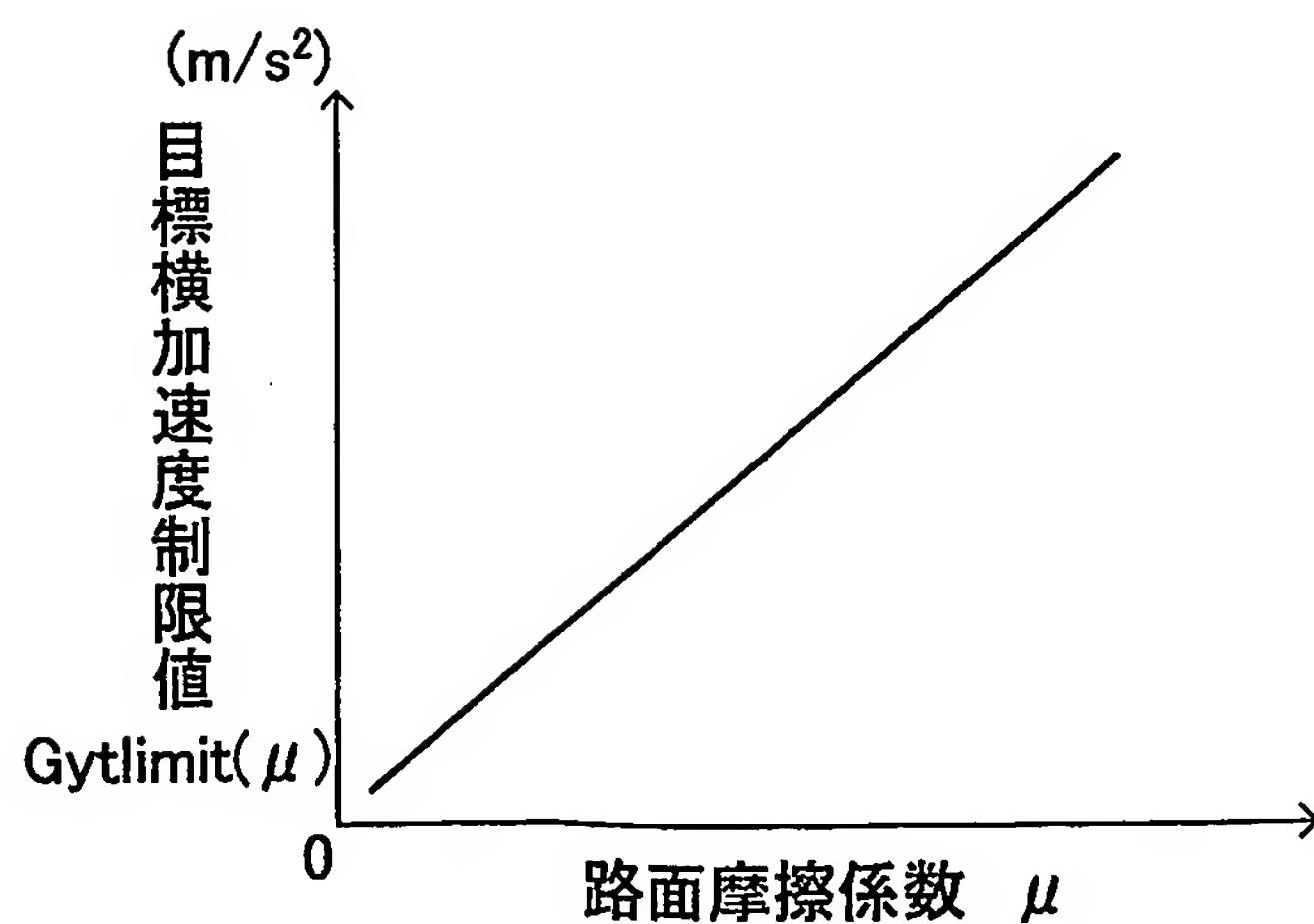


図10

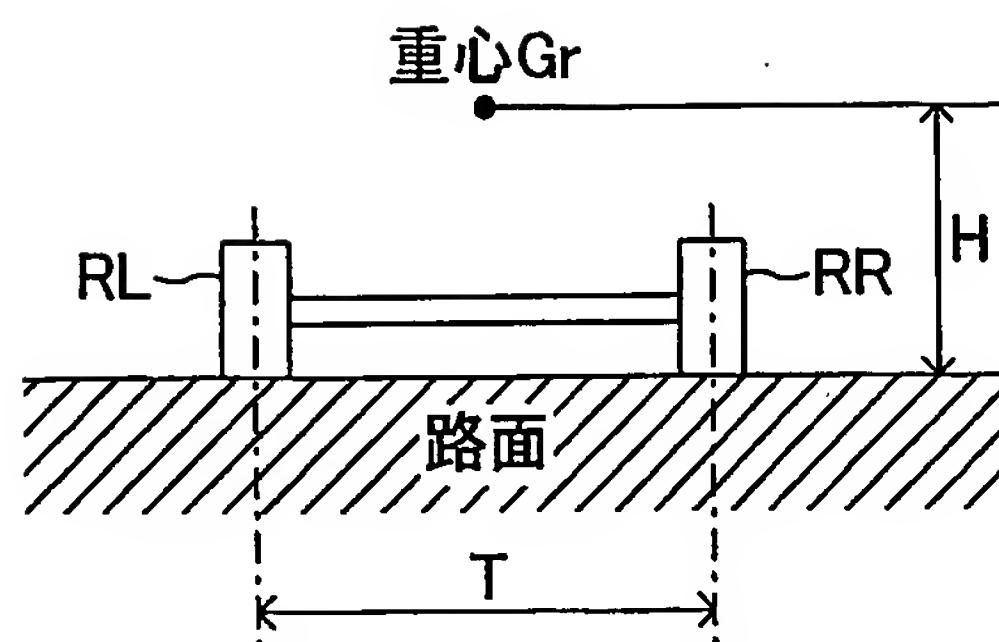


図11

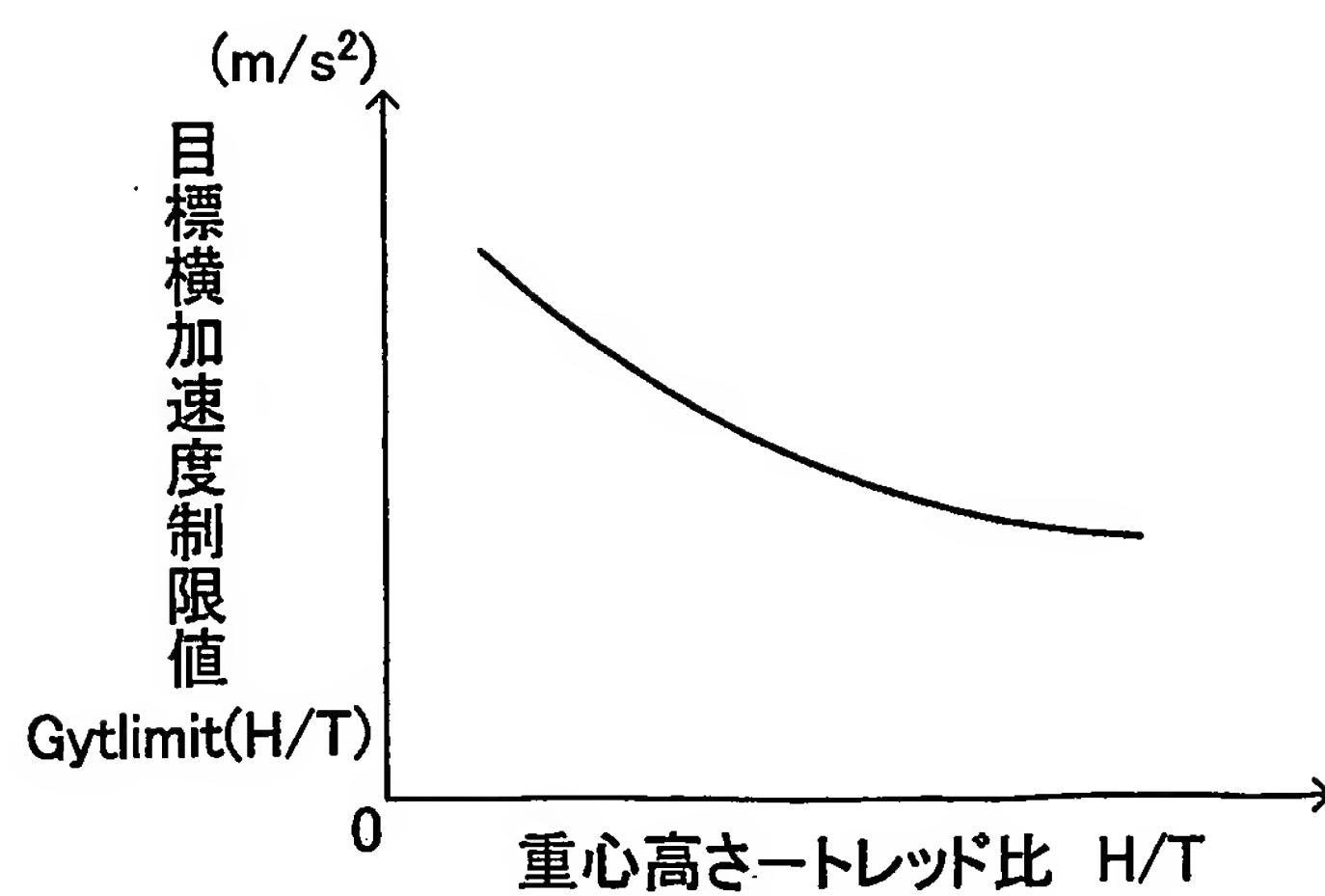


図12

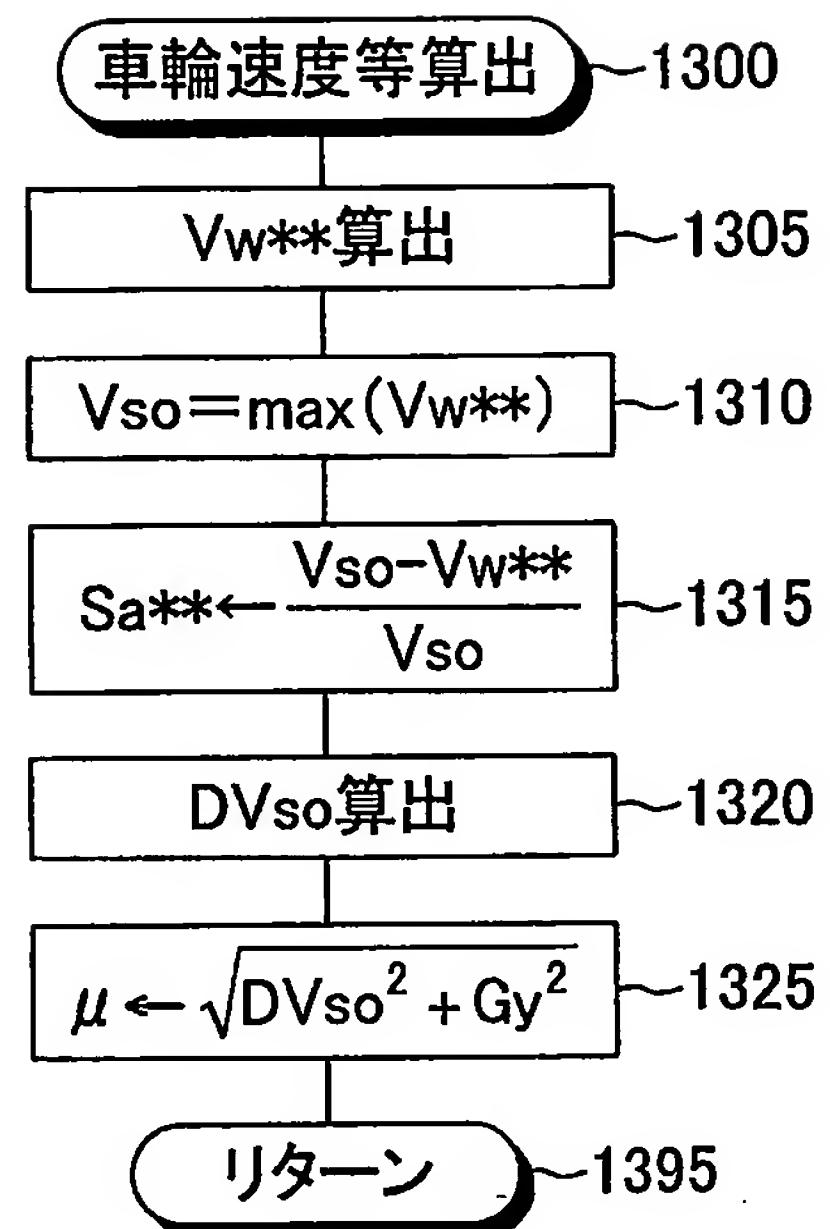


図13

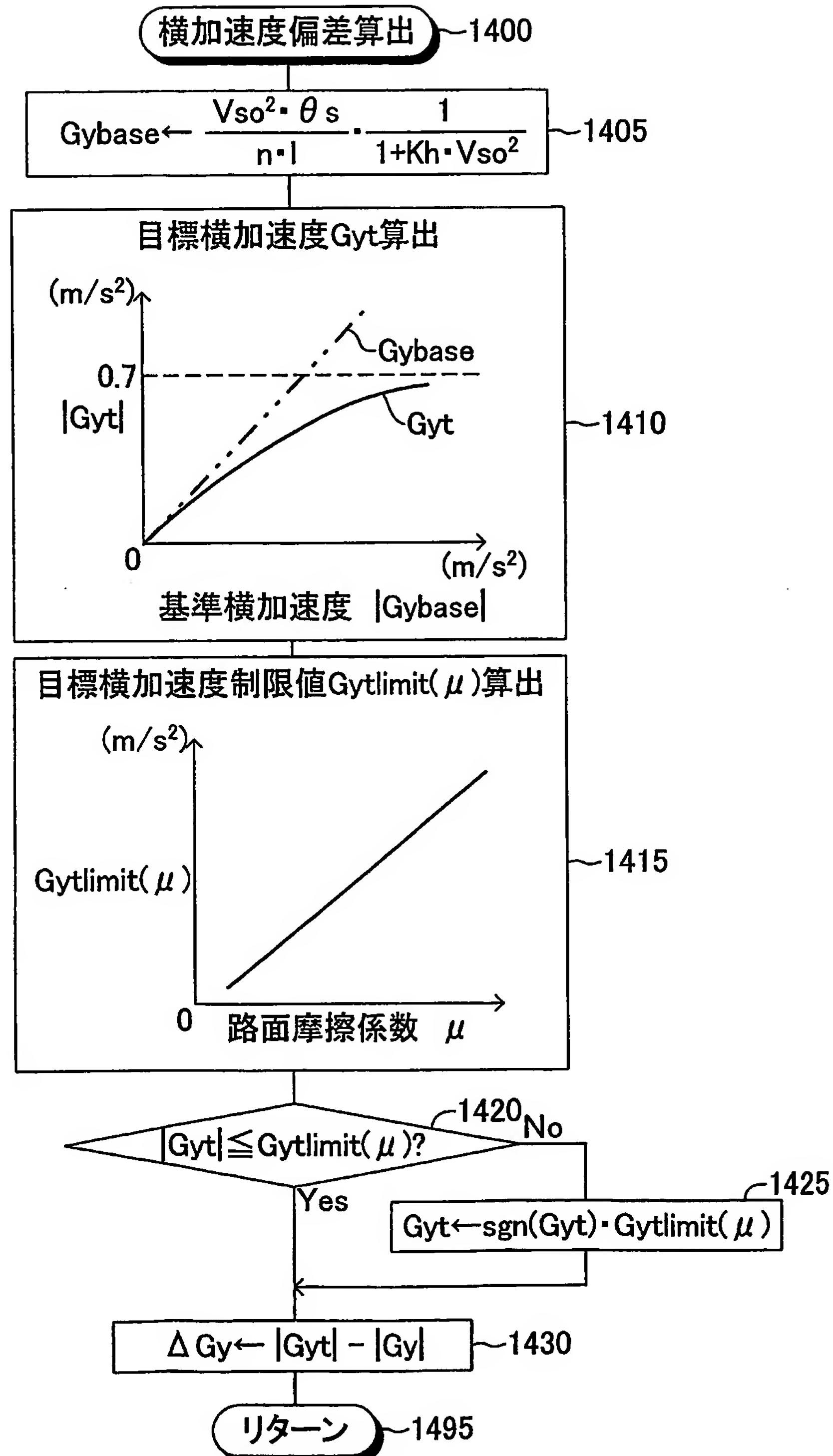


図14

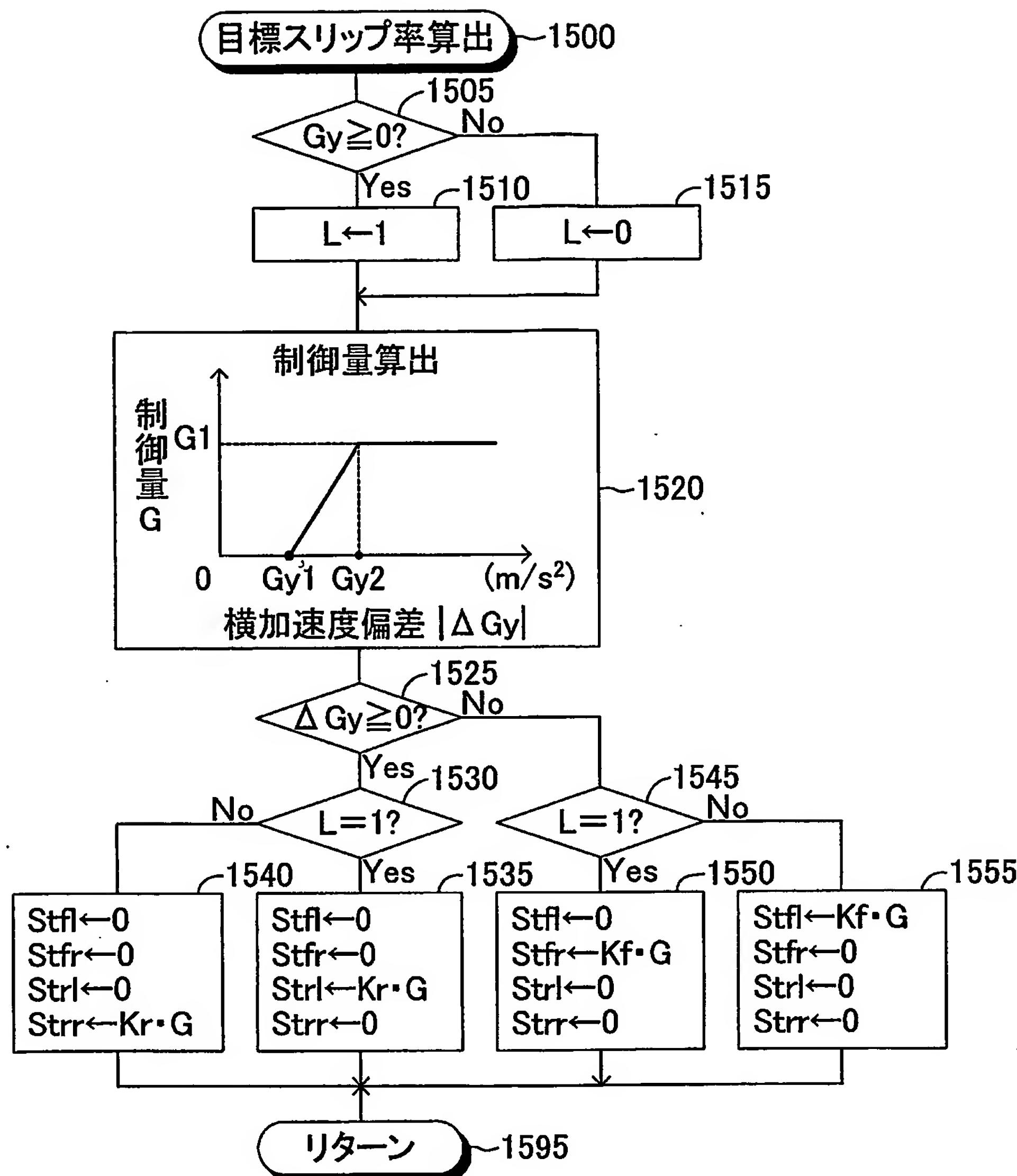


図15